# Turbines à fluide compressible

# Conception et fonctionnement

*par* **Michel VINCENT DE PAUL**
*Ingénieur de l'École centrale de Paris*
*Chef du département Recherches grandes turbines à vapeur de GEC-ALSTHOM*

**1. Généralités et rappels** ..... BM 4 560 - 4
1.1 Rappel des équations ..... — 4
1.2 Valeurs moyennes ..... — 5
1.3 Triangles des vitesses ..... — 5
1.3.1 Écoulement purement axial ..... — 5
1.3.2 Écoulement non axial ..... — 6
1.4 Degré de réaction ..... — 7
1.4.1 Définitions ..... — 7
1.4.2 Degré de réaction et forme des aubes mobiles ..... — 7
1.5 Paramètres sans dimension ..... — 8
1.6 Types de turbines à fluide compressible ..... — 8
1.6.1 Turbines axiales et turbines radiales ou mixtes ..... — 8
1.6.2 Turbines à action et turbines à réaction ..... — 9

**2. Turbines axiales : conception et fonctionnement** ..... — 10
2.1 Conception d'un étage ..... — 10
2.1.1 Étage à aubes courtes ..... — 10
2.1.2 Étage à aubes longues ..... — 12
2.1.3 Conception du dernier étage basse pression des turbines à vapeur ..... — 14
2.1.4 Rendement d'une turbine multiétages ..... — 16
2.2 Fonctionnement d'une turbine à des régimes variés ..... — 17
2.2.1 Divers types de fonctionnement ..... — 17
2.2.2 Problèmes vibratoires liés à l'écoulement ..... — 18

**Pour en savoir plus** ..... Doc. BM 4 562

*Les turbines sont des machines qui transforment l'énergie d'un fluide en énergie mécanique de rotation disponible sur un arbre et permettant d'entraîner une autre machine, alternateur pour la production d'électricité, compresseur, etc.*

*Le fluide peut être incompressible, c'est le cas des turbines hydrauliques, ou compressible avec les deux grandes familles : turbines à gaz et turbines à vapeur. Ces turbines à fluide compressible se distinguent essentiellement des turbines hydrauliques par deux aspects :*

*— par l'**origine de l'énergie du fluide moteur** ; dans la turbine hydraulique, c'est la pesanteur ; pour les gaz, l'énergie liée à la pesanteur est négligeable ; l'origine de l'énergie est la pression et la température du fluide ; la chute d'enthalpie remplace la hauteur de la chute d'eau ;*

*— la **variation de la masse volumique**, ce qui, lorsque la vitesse atteint la vitesse du son, peut entraîner des modifications importantes dans l'écoulement avec en particulier l'apparition d'ondes de choc.*

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

*Cet article, bien que général, est plus orienté vers les turbines à vapeur, les aspects plus particulièrement liés aux turbines à gaz étant traités dans l'article « Turbines à gaz aéronautiques et terrestres ».*

*Après avoir expliqué le fonctionnement de ces turbines, notamment celui des turbines axiales plus simples à exposer, on insistera sur les pertes et les moyens de les réduire. Si les codes de calcul actuels, qui ne sont pas décrits ici, permettent de prévoir de plus en plus correctement l'écoulement, la détermination des pertes est encore assez imprécise du fait de la nécessité de maillages extrêmement fins, mais surtout de la modélisation encore imparfaite de la turbulence.*

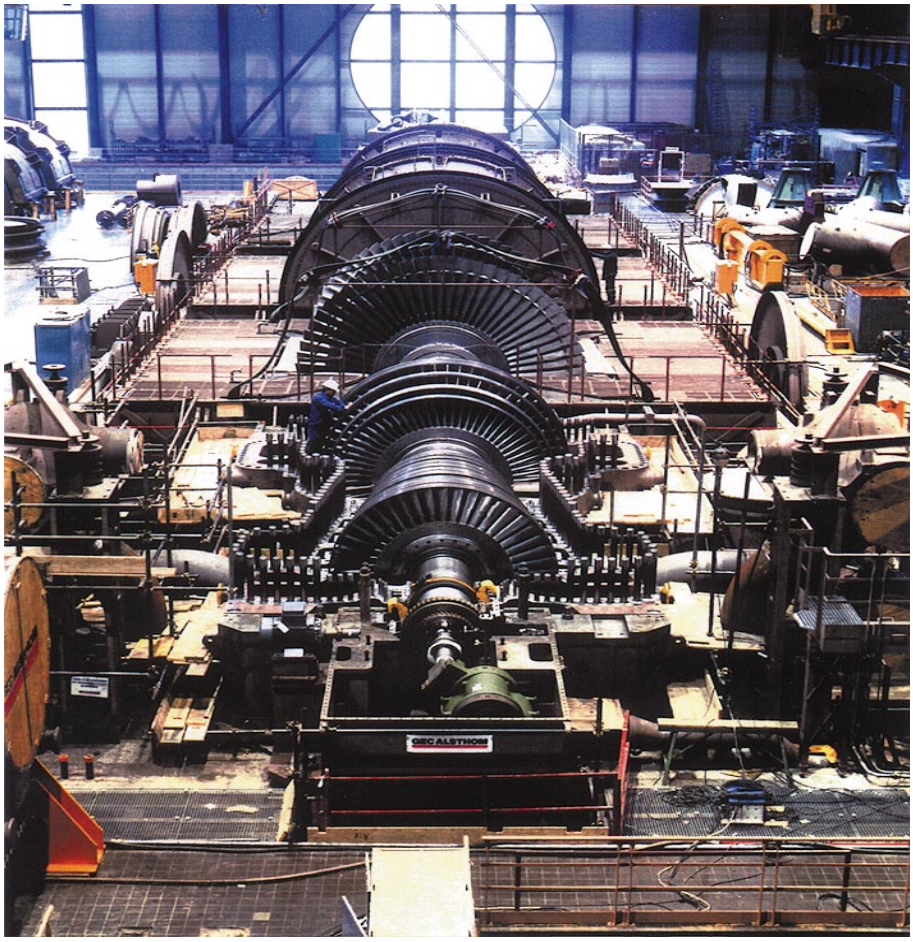
*Aussi est-il nécessaire, ne serait-ce que pour « comprendre » les calculs, et pour éviter certaines erreurs, de connaître les phénomènes physiques qui régissent le fonctionnement de ces machines.*

**Nota :** l'article « ***Turbines à fluide compressible*** » fait l'objet de plusieurs fascicules :

BM 4 560 Conception et fonctionnement

BM 4 561 Pertes et moyens de les réduire

Les sujets ne sont pas indépendants les uns des autres. Le lecteur devra assez souvent se reporter à l'autre fascicule. Le numéro de fascicule est suivi du numéro de paragraphe ou de figure.




**Turbine « Arabelle » de GEC-ALSTHOM de 1 500 MW constituée d'un corps combiné haute et moyenne pression et de 3 corps basse pression (dont un n'est pas fermé sur cette photographie)**



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

## Notations et symboles

| Symbole | Définition | Symbole | Définition |
|---|---|---|---|
| $a$ | vitesse locale du son | $U$ | vitesse d'entraînement |
| c | col | $V$ | vitesse absolue |
| $C_f$ | coefficient de frottement | $V^*$ | vitesse fictive représentant la chute disponible |
| $c_p$, $c_V$ | capacités thermiques massiques à pression, à volume constants | $W$ | vitesse relative |
| $C_R$ | coefficient de récupération | $x$ | direction axiale |
| $D$ | diamètre | $y$ | distance suivant la hauteur des aubes |
| $F$ | force | $z$ | distance suivant le pas |
| $h$, $h^*$ | enthalpie massique statique, d'arrêt | $Z$ | rapport diamètre sommet sur diamètre base |
| $H$ | hauteur d'aube | $\alpha$ | angle absolu |
| $H$ | paramètre de forme des couches limites (= $\delta^*/\delta_2$) | $\alpha$ | coefficient de débit |
| $H_3$ | paramètre de forme = $\delta_3/\delta_2$ | $\beta$ | angle relatif |
| $j$ | jeu | $\beta$ | coefficient prenant en compte la non-uniformité des vitesses dans une section |
| $\ell$ | corde de l'aube | $\gamma$ | exposant isentropique = $c_p/c_V$ |
| $m$ | abscisse curviligne | $\delta$ | épaisseur de couche limite |
| $m$ | coefficient de perte par vitesse restante | $\delta^*$ | épaisseur de déplacement de la couche limite $\left(\delta^* = \int_0^\delta \left(1 - \frac{\rho V}{\rho_E V_E}\right) \mathrm{d}n\right)$ |
| $M$ | nombre de Mach | $\delta_2$ | épaisseur de quantité de mouvement $\left(\delta_2 = \int_0^\delta \frac{\rho}{\rho_E} \frac{V}{V_E}\left(1 - \frac{V}{V_E}\right) \mathrm{d}n\right)$ |
| $N$ | vitesse de rotation (en tr/min) | $\delta_3$ | épaisseur d'énergie cinétique $\left(\delta_3 = \int_0^\delta \frac{\rho}{\rho_E} \frac{V}{V_E}\left(1 - \frac{V^2}{V_E^2}\right) \mathrm{d}n\right)$ |
| $n$ | direction normale à une surface | $\delta_m$ | angle méridien |
| $p$, $p^*$ | pression statique, d'arrêt isentropique | $\varepsilon$ | degré de réaction |
| $P$ | puissance | $\zeta$ | coefficient de perte |
| $Q_{m,v}$ | débit masse, volume | $\eta$ | rendement |
| $q$ | débit de fuite | $\lambda_t$, $\lambda_m$ | inclinaison tangentielle, méridienne |
| $r$ | constante des gaz ($r = c_p - c_V$) | $\mu$ | coefficient de charge ou viscosité |
| $r$ | rayon | $\upsilon$ | coefficient de débit |
| $R$ | rayon de courbure | $\xi$ | paramètre (= $U/V^*$) |
| $Re$ | nombre de Reynolds | $\Pi$ | rapport de pression |
| $s$ | entropie massique | $\rho$ | masse volumique |
| $S$ | surface | $\tau$ | travail massique |
| $t$ | pas d'une grille d'aubes | $\varphi$ | coefficient de ralentissement pour les aubes fixes |
| $T$, $T^*$ | températures statique, d'arrêt | $\psi$ | coefficient de ralentissement pour les aubes mobiles |

## Liste des indices

| | | | |
|---|---|---|---|
| 0, 1, 2 | amont, entrefer, aval d'un étage | i | intrados |
| ∞ | quantité après mélange | m | moyen ou méridien |
| a | admission | s | sommet |
| b | base | s | isentropique |
| c | valeur au col ou au condenseur | $x$ | axial |
| d | débitant | u | tangentiel |
| e | extrados ou échappement | BF | bord de fuite |
| E | quantité à l'extérieur des couches limites | | |

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

# 1. Généralités et rappels

## 1.1 Rappel des équations

On rappelle les équations de l'**écoulement supposé stationnaire**, sous leur forme la plus simple, c'est-à-dire monodimensionnelle, pour préciser les notations et les hypothèses.

***a)*** **Conservation du débit-masse** $Q_m$ d'un fluide de masse volumique $\rho$ qui passe au travers d'une surface $S$ normale à l'écoulement :

$$Q_m = \rho V S \tag{1}$$

La vitesse de l'écoulement $V$ peut s'exprimer en fonction du nombre de Mach $M$ et le débit prend alors la forme :

$$Q_m = g(M)\frac{p^*}{\sqrt{T^*}}S \tag{2}$$

où

$$g(M) = \sqrt{\frac{\gamma}{r}}M\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

pour un gaz parfait,

avec $r$ constante des gaz ($= c_p - c_V$),
$\gamma$ exposant isentropique ($= c_p/c_V$)

$c_p$ et $c_V$ étant les capacités thermiques massiques (ou *chaleurs spécifiques* suivant le terme couramment utilisé), respectivement à pression et volume constants ;

$p^*$ et $T^*$ sont les pression et température d'arrêt, c'est-à-dire les pression et température mesurées par une sonde fixe faisant face à l'écoulement, en supposant, pour la pression, que le ralentissement du fluide se fasse de façon isentropique.

***b)*** **Théorème des quantités de mouvement** : il exprime que la résultante des forces extérieures à un volume limité par une surface $S$ est égale à la variation du débit de quantité de mouvement à travers la surface :

$$\int_S \rho\vec{V}(\vec{V}\cdot\vec{n})\,\mathrm{d}S \tag{3}$$

$\vec{n}$ étant la direction normale à la surface $S$.

On utilise surtout sous la forme énergétique d'Euler donnant le travail recueilli sur l'arbre par unité de masse de fluide (> 0) :

$$\tau = U_1V_{u1} - U_2V_{u2} \tag{4}$$

$$\tau = \frac{U_1^2-U_2^2}{2}+\frac{V_1^2-V_2^2}{2}-\frac{W_1^2-W_2^2}{2} \tag{5}$$

avec $U$, $V$, $W$ respectivement vitesse d'entraînement, vitesse absolue et vitesse relative du fluide ; les indices 1 et 2 sont respectivement relatifs à l'amont et à l'aval de la roue (l'amont de la roue correspondant à l'entrefer de l'étage) et l'indice « u » est relatif à la direction tangentielle.

***c)*** La conservation de l'énergie, ou **premier principe de la thermodynamique**, s'écrit :

$$\tau = h_1^* - h_2^* \tag{6}$$

en l'absence d'échange de chaleur, c'est-à-dire pour un **écoulement adiabatique**, *hypothèse que l'on supposera réalisée dans la suite de cet article*.

L'enthalpie d'arrêt massique $h^*$ s'écrit, en l'absence de forces volumiques :

$$h^* = h + \frac{V^2}{2}$$

avec $h$ enthalpie massique.

On constate, donc, pour un écoulement adiabatique :

— que, à la traversée des aubages fixes, l'*enthalpie d'arrêt* se conserve puisque $\tau = 0$ ;

— que, à la traversée d'aubages mobiles, c'est la quantité :

$$h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2}$$

appelée ***rothalpie***, qui se conserve, comme on le déduit des équations (5) et (6).

***d)*** Le **deuxième principe de la thermodynamique** peut s'exprimer par la relation :

$$\mathrm{d}h = T\mathrm{d}s + \frac{\mathrm{d}p}{\rho} \tag{7}$$

où la variation d'entropie d$s$ est due soit à des échanges de chaleur $\delta q$ soit à des pertes $\delta f$ :

$$T\mathrm{d}s = \delta q + \delta f \tag{8}$$

En écoulement adiabatique :

$$\delta q = 0$$

et la variation d'entropie est liée uniquement aux pertes.

***e)*** Enfin, il existe un certain nombre de **relations liant les variables d'état**.

■ Pour un gaz parfait à capacités thermiques massiques constantes, on a :

$$\frac{p}{\rho} = rT \tag{9}$$

$$h = c_pT \tag{10}$$

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = k\exp\left(\frac{s}{c_V}\right) \tag{11}$$

La relation (11) entraîne que $\frac{p}{\rho^\gamma}$ reste constant pour un écoulement isentropique.

À partir de la relation (10), on peut écrire la température d'arrêt :

$$T^* = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

La vitesse du son :

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=Cte}}$$

peut s'écrire d'après (11) :

$$a = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}}$$

et d'après (9) :

$$a = \sqrt{\gamma r T}$$

d'où la relation entre températures d'arrêt et statique en fonction du nombre de Mach :

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2$$

et, en utilisant (11) sous sa forme isentropique et (9), les expressions connues pour les pression et masse volumique d'arrêt isentropique :

$$\frac{p}{p^*} = \left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{\rho}{\rho^*}\right)^\gamma$$



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

■ Ces expressions des quantités d'arrêt nécessitent que les équations (9) à (11) soient valables. Ce n'est pas le cas pour tous les fluides utilisés pour lesquels il n'y a pas d'expressions simples et générales entre les variables d'état.

Les relations entre ces variables sont tabulées ou représentées graphiquement dans un **diagramme** dit **de Mollier** ($h$, $s$) où sont tracées les isobares, isochores et isothermes. L'intérêt de ce diagramme pour les écoulements adiabatiques, par rapport à d'autres diagrammes [($T$, $s$), ($p$, $v$)], est que l'on lit directement par différence d'enthalpie (figure **1**) :

— le travail massique $\tau$, d'après l'équation (6) ;

— l'énergie cinétique à la sortie des aubages fixes ;

— la perte que nous définirons comme la perte de la transformation adiabatique isobare, faisant passer de l'état final (1s) (figure **1**) de la détente isentropique à l'état final (1) de la détente réelle, soit :

$$\delta f = h_1 - h_{1s}$$

Cette perte, dite *adiabatique*, est légèrement inférieure à la perte réelle $\int T ds$ au cours de la détente adiabatique ; la différence est plus facilement visualisée dans un diagramme ($T$, $s$), où elle est alors représentée par l'aire du triangle (0), (1), (1s) [2]. Cette approximation se justifie par le fait que le rendement sera évalué par rapport à la détente isentropique qui aboutit à la même pression.

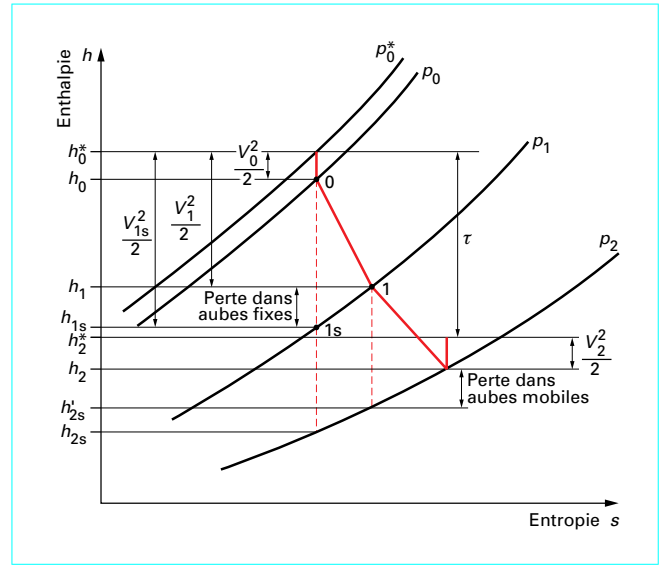



**Figure 1 – Détente dans un étage de turbine dans le diagramme (*h*, *s*)**

## 1.2 Valeurs moyennes

L'utilisation d'une approche monodimensionnelle pour décrire l'écoulement dans les turbines nécessite de travailler sur des valeurs moyennes, suivant le pas $t$, des différentes grandeurs à l'entrée et à la sortie des grilles d'aubes. Ces valeurs moyennes doivent satisfaire aux équations décrites dans le paragraphe précédent.

Si $\tilde{a}$ désigne la valeur moyenne de la quantité $a$, on définira l'ensemble des grandeurs moyennes par :

$$Q_m = \int_0^t \rho V \sin\alpha \, \mathrm{d}z = \tilde{\rho}\tilde{V}\sin\tilde{\alpha}\, t$$

$$F_z = \int_0^t V\cos\alpha \, \mathrm{d}Q_m = \tilde{\rho}\tilde{V}^2 \sin\tilde{\alpha}\cos\tilde{\alpha}\, t$$

$$F_x = \int_0^t V\sin\alpha \, \mathrm{d}Q_m + \int_0^t p \, \mathrm{d}z = \tilde{\rho}\tilde{V}^2 \sin^2\tilde{\alpha}\, t + \tilde{p}\, t$$

$$h^* = \int \left(h + \frac{V^2}{2}\right)\frac{\mathrm{d}Q_m}{Q_m} = \tilde{h} + \frac{\tilde{V}^2}{2}$$

avec l'équation d'état $f\ (\tilde{p}, \tilde{\rho}, \tilde{h}) = 0$, on en déduit les 5 inconnues ($\tilde{\rho}, \tilde{p}, h, V, \tilde{\alpha}$).

Le débit $Q_m$, l'effort sur les aubes $F_x$ et $F_z$, l'enthalpie d'arrêt $h^*$ (ou la rothalpie pour définir la vitesse relative) sont indépendants de la position axiale où sont mesurées localement les grandeurs (parce que ce sont les composantes de la force exercée sur l'aube et donc indépendantes de la position où l'on mesure les caractéristiques de l'écoulement) ; les valeurs moyennes ainsi définies seront donc également indépendantes de la position du plan de sondage.

Cependant, on sait que, à l'**aval d'une grille d'aubes**, la perte évolue, le mélange du sillage avec l'écoulement principal provoquant une perte supplémentaire. En écoulement adiabatique, cette perte s'écrit :

$$\delta f = T\mathrm{d}s \approx (\mathrm{d}h)_{p = Cte} = \int \left(\frac{V_s^2}{2} - \frac{V^2}{2}\right)\frac{\mathrm{d}Q_m}{Q_m} = \frac{\tilde{V}_s^2}{2} - \frac{\tilde{V}^2}{2}$$

$Vs$ étant la vitesse isentropique.

À partir des valeurs moyennes définies précédemment, on obtient une valeur de perte indépendante de la position du plan de sondage. C'est la perte après mélange, différente de la perte locale.

Les valeurs moyennes ainsi définies correspondent aux valeurs des grandeurs lorsque l'écoulement est redevenu uniforme après mélange complet des sillages.

## 1.3 Triangles des vitesses

C'est la traduction graphique de la composition des vitesses : $\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$

où $\vec{V}$ est la vitesse absolue, $\vec{U}$ la vitesse d'entraînement et $\vec{W}$ la vitesse relative.

### 1.3.1 Écoulement purement axial

■ La **vitesse d'entraînement** à l'entrée de la roue est égale à celle en sortie ; il est alors commode de tracer les triangles d'entrée et de sortie avec le vecteur $\vec{U}$ commun (figure **2**).

Cette présentation permet de visualiser directement le travail.

■ On peut ainsi mettre facilement en évidence l'intérêt d'avoir une **grille d'aubes fixes** (appelée aussi « **distributeur** ») avant la roue (figure **3**). Une turbine peut fonctionner sans aubes fixes, mais elle fournit alors peu de travail.

Notons que $\beta_2$ est l'angle de $(-\vec{U}, \vec{W}_2)$, contrairement aux autres angles, qui sont définis par rapport à $\vec{U}$. L'**angle de sortie** est le **paramètre essentiel** d'une grille d'aube et il est préférable qu'il soit le même, que la grille soit utilisée en roue fixe ou en roue mobile.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

De ces triangles, on déduit facilement la **relation entre** le **coefficient de charge** :

$$\mu = \frac{\Delta h^*}{U^2}$$

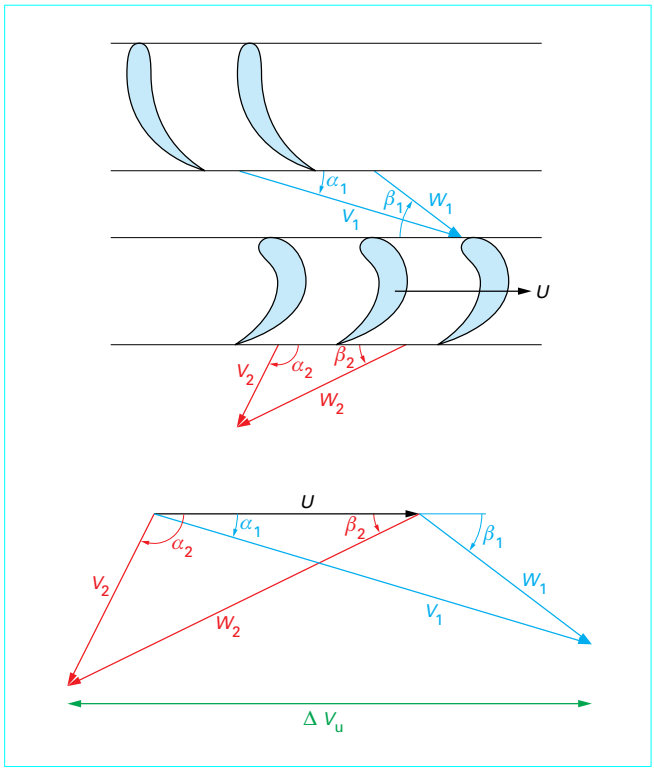



**Figure 2 – Triangles des vitesses pour un écoulement axial**

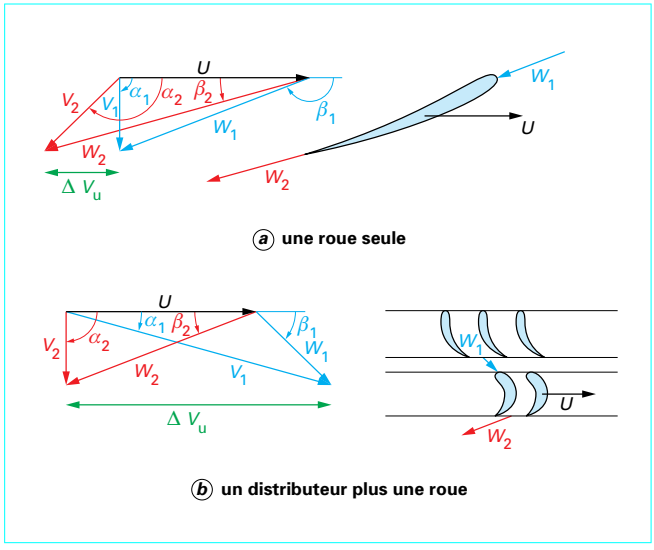



**Figure 3 – Triangles des vitesses montrant l'intérêt des aubes fixes**

et le **coefficient de débit** :

$$\upsilon_2 = \frac{V_{x2}}{U} ;$$

on a :

$$\mu = \upsilon_2 \left[ \frac{V_{x1}}{V_{x2}} \cot \alpha_1 + \cot \beta_2 \right] - 1 \qquad \textbf{(12)}$$

Sachant que, souvent, les vitesses débitantes en amont et en aval de la roue sont très voisines ($V_{x1} \approx V_{x2}$), que les angles de sortie des aubages $\alpha_1$ et $\beta_2$ dépendent essentiellement de la géométrie des grilles d'aubes, on constate que, lorsque les conditions de fonctionnement varient, $\mu$ varie linéairement en fonction de $\upsilon_2$ (= $\upsilon$).

## 1.3.2 Écoulement non axial

Il est préférable, dans ce cas, de séparer les triangles à l'amont et à l'aval de la roue (figure **4**). Les triangles à la sortie des aubes fixes et à l'entrée des aubes mobiles sont différents. Dans l'espace non aubé entre les plans (1) et (1') :

— la conservation du débit [relation (1)] s'écrit :

$$\rho_1 e_1 2\pi r_1 V_{1d} = \rho'_1 e'_1 2\pi r'_1 V'_{1d}$$

si $V_d$ désigne la vitesse débitante ;

— le travail est nul et donc :

$$r_1 V_{1u} = r'_1 V'_{1u}$$

$V_u$ désignant la vitesse tangentielle.

Si la hauteur $e$ du canal compense la variation de la masse volumique, c'est-à-dire si :

$$\rho_1 e_1 = \rho_2 e_2 = \rho'_1 e'_1$$

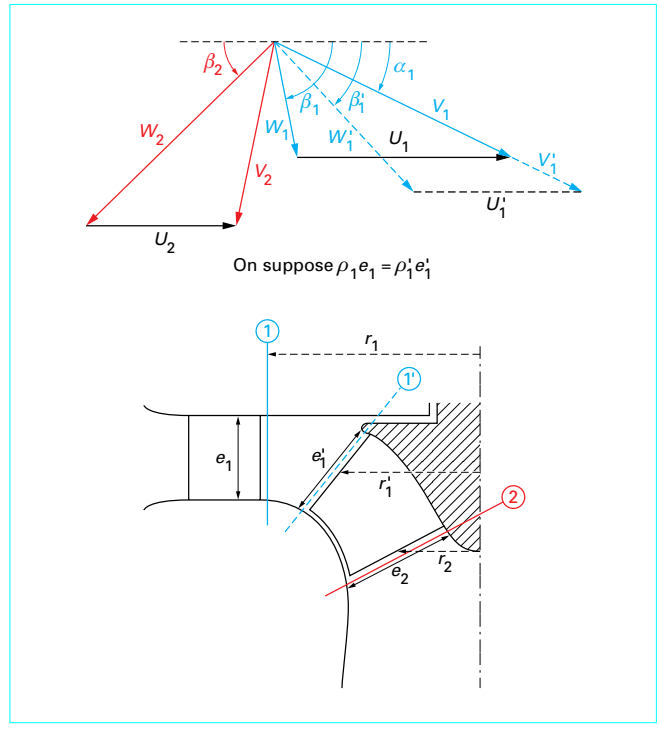



**Figure 4 – Triangles des vitesses en écoulement non axial**



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

On a alors :

$$\tan\alpha_1 = \frac{V_{1d}}{V_{1u}} = \frac{V'_{1d}}{V'_{1u}} = \tan\alpha'_1$$

On a donc :

$$\alpha_1 = \alpha'_1$$

mais :

$$\beta_1 \neq \beta'_1$$

La **relation entre** les **coefficients de charge et de débit** devient :

$$\mu_2 = \upsilon_2\left[\frac{r_1 V_{d1}}{r_2 V_{d2}}\cot\alpha_1 + \cot\beta_2\right] - 1$$

avec $\mu_2 = \dfrac{\Delta h^*}{U_2^2}$

## 1.4 Degré de réaction

### 1.4.1 Définitions

■ Cette notion exprime la **chute d'enthalpie** réalisée dans les aubages mobiles par rapport à la chute totale de l'étage (figure **1**) :

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h'_{2s}}{\Delta\tilde{h}} \approx \frac{h_{1s} - h_{2s}}{\Delta\tilde{h}} \qquad \textbf{(13)}$$

où $\Delta\tilde{h}$ désigne la chute d'enthalpie disponible pour l'étage :

$$\Delta\tilde{h} = h_0^* - h_{2s} - m\frac{V_2^2}{2} \qquad \textbf{(14)}$$

qu'on mettra sous la forme :

$$\Delta\tilde{h} = \frac{V^{*2}}{2}$$

$V^*$ étant une vitesse fictive, représentant la chute disponible.

Le coefficient $m$ représente la part de l'énergie cinétique de sortie que l'on peut utiliser. Cette notion d'énergie disponible sera utilisée lorsqu'on étudiera le rendement. Ici, elle permet de prendre en compte les deux définitions que l'on trouve classiquement dans la littérature en posant soit $m = 0$ (d'où $\varepsilon_0$) soit $m = 1$ (d'où $\varepsilon_1$), les deux valeurs étant en fait assez peu différentes aux conditions nominales où $\dfrac{V_2^2}{2}$ est faible devant $h_0^* - h_{2s}$.

■ Dans le **cas où *m* =1**, si la vitesse de sortie de l'étage est voisine de la vitesse d'entrée, la chute disponible est égale à la chute d'enthalpie statique. Pour une machine axiale ($U_1 = U_2$), le degré de réaction se déduit directement des triangles de vitesses, si l'on suppose que les vitesses débitantes d'entrée et de sortie sont les mêmes. En effet, avec ces hypothèses, on a :

$$h_{1s} - h_{2s} = \frac{W_{2s}^2 - W_{1s}^2}{2} = \frac{W_{2su}^2 - W_{1u}^2}{2}$$

et comme $\Delta\tilde{h} = \Delta h_s^* = U(W_{1u} - W_{2su})$, le degré de réaction devient :

$$\varepsilon_1 = -\frac{W_{1u} + W_{2su}}{2U}$$

Le degré de réaction est égal à la projection tangentielle de la vitesse relative moyenne rapportée à $U$. Cela permet de déduire rapidement l'ordre de grandeur du degré de réaction au vu des triangles de vitesses.

### 1.4.2 Degré de réaction et forme des aubes mobiles

Le degré de réaction détermine la forme des aubes mobiles comme on le voit sur la figure **5**, où l'on a tracé les triangles de vitesses dans le cas particulier d'un **étage axial avec vitesse de sortie axiale**, ainsi que la ligne de détente dans le diagramme ($h$, $s$) pour $\varepsilon = 0$ et $\varepsilon = 0{,}5$.

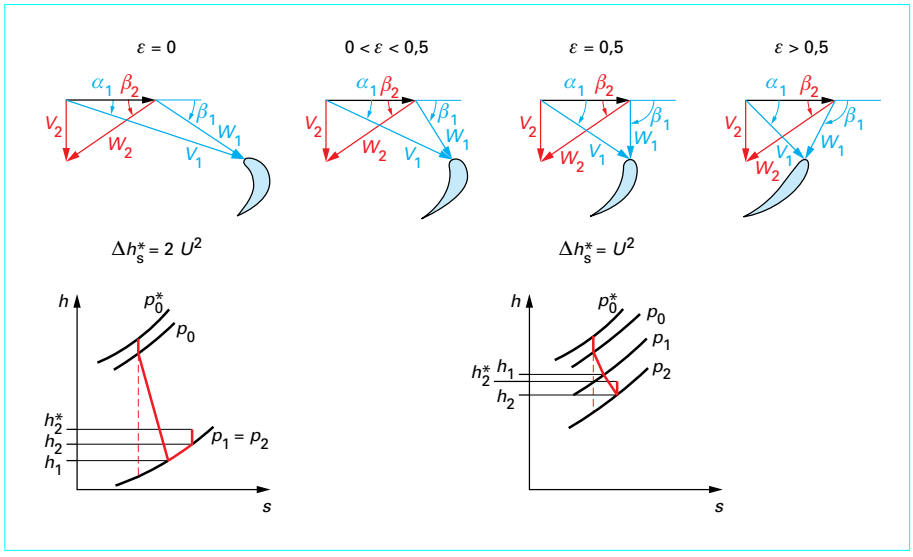



**Figure 5 – Influence du degré de réaction sur la forme des aubages**

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

■ Pour un **degré de réaction nul** ($\varepsilon = 0$), l'étage est dit *à action* ; on a alors :

$$h_{1s} = h_{2s}$$

d'où $p_2 = p_1$.

Pour un **étage axial** : $U_1 = U_2$.

Cela entraîne, *en l'absence de perte* :

$$W_{2s} = W_1$$

Comme les vitesses débitantes sont égales (puisque $\rho_1 = \rho_2$), l'angle d'entrée $\beta_1$ est égal à l'angle de sortie $\beta_2$ ; d'où la forme caractéristique des triangles de vitesses et des aubes très cambrées.

Dans le cas réel, *avec pertes*, la pression à l'aval est toujours égale à la pression à l'amont, mais les enthalpies sont différentes, la différence $h_2 - h_1$ représente la perte dans les aubes mobiles, alors :

$$W_1 \neq W_{2s} \text{ et } \beta_1 \neq \beta_2$$

mais l'allure des triangles de vitesses reste la même.

■ Lorsque le **degré de réaction croît**, l'angle $\beta_1$ augmente et l'aube devient moins cambrée.

■ Un cas particulier, très utilisé en pratique, est le **degré de réaction $\varepsilon = 0,5$**. Pour une machine **axiale**, si les vitesses débitantes d'entrée et de sortie sont égales (ce qui implique des hauteurs légèrement différentes à l'entrée et à la sortie de l'aube) :

$$\varepsilon_1 = -\frac{W_{1u} + W_{2su}}{2U} = 0,5$$

d'où, puisque $V_{1u} = U + W_{1u}$ :

$$V_{1u} = -W_{2su}$$

et en l'absence de perte :

$$V_1 = W_2$$

$$V_2 = W_1$$

et

$$\alpha_1 = \beta_2$$

Les triangles de vitesses à la sortie des aubes fixes et à la sortie des aubes mobiles sont les mêmes ; aubes fixes et aubes mobiles peuvent être identiques.

On voit que, dans le cas d'une vitesse de sortie axiale, le travail que peut fournir l'étage est égal à $U^2$, soit seulement la moitié du travail produit par un étage à action.

## 1.5 Paramètres sans dimension

■ Pour décrire les performances et le fonctionnement d'un étage, les constructeurs utilisent des paramètres sans dimension, par exemple les paramètres $\mu$ et $\upsilon$, que nous avons déjà rencontrés (§ 1.3.1), ou $\varepsilon$ (§ 1.4.1) et un paramètre « ksi » :

$$\xi = \frac{U}{V^*}$$

Nous n'utiliserons ici que ces paramètres sachant que d'autres paramètres sont aussi utilisés en particulier dans le domaine des turbines à gaz [1].

■ Des **relations** simples existent entre ces paramètres **pour** les **turbines axiales** :

● Dans le cas où $\boldsymbol{m = 1}$ et que les vitesses débitantes d'entrée et de sortie sont les mêmes, on a :

$$\varepsilon_1 = -\frac{W_{1u} + W_{2su}}{2U}$$

et

$$\mu = \frac{W_{1u} - W_{2su}}{U}$$

d'où :

$$\mu = 2(\upsilon \cot\beta_2 - \varepsilon_1)$$

Lorsque la vitesse de sortie de l'étage est axiale : $\upsilon = \tan\beta_2$ d'où :

$$\mu = 2(1 - \varepsilon_1)$$

et, en l'absence de perte :

$$\xi = \frac{U}{V^*} = \sqrt{\frac{U^2}{2\Delta h^*}} = \frac{1}{\sqrt{2\mu}}$$

ou :

$$\xi = \frac{1}{2\sqrt{1 - \varepsilon_1}}$$

Pour $\boldsymbol{\varepsilon_1 = 0,5}$ on a alors :

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad \text{et} \quad \mu = 1$$

● Dans le cas où $\boldsymbol{m = 0}$, les relations sont moins simples. En l'absence de perte :

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{2\mu + \frac{V_2^2}{U^2}}} ;$$

pour $\varepsilon = 0$ lorsque la sortie est axiale $\mu = 2$ et

$$\upsilon_2 = \frac{V_2}{U} = \tan\beta_2 \approx 2\tan\alpha_1$$

d'où :

$$\xi \approx \frac{\cos\alpha_1}{2}$$

## 1.6 Types de turbines à fluide compressible

Ayant rappelé un certain nombre de notions, il est maintenant possible de préciser les principaux types de turbines.

### 1.6.1 Turbines axiales et turbines radiales ou mixtes

Plus que la direction générale de l'écoulement, c'est l'origine du travail recueilli qui différencie ces deux types de turbines. Reprenons l'équation (5) :

$$\tau = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2}$$

■ Pour une **turbine axiale**, on a : $U_1 \approx U_2$, même quand la divergence de veine est assez importante.

Le travail est donc lié à la transformation de l'énergie du fluide en énergie cinétique dans les aubes fixes $[(V_1^2 - V_2^2)/2]$ et dans les aubes mobiles $[(W_1^2 - W_2^2)/2]$.



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

■ Pour des **machines radiales ou mixtes**, on a : $U_1 \neq U_2$. Si $U_1 > U_2$, c'est-à-dire dans le cas d'une machine centripète, le terme $[(U_1^2 - U_2^2)/2]$ peut être prépondérant dans le bilan du travail.

Ces machines permettent donc de réaliser des chutes d'enthalpie nettement plus importantes qu'un étage de turbine axiale.

■ Il a cependant été construit une **turbine radiale centrifuge** : la turbine de Ljungström, constituée de deux rotors tournant en sens inverse (voir encadré).

### 1.6.2 Turbines à action et turbines à réaction

■ Dans la turbine à action, toute la détente est effectuée dans les aubages fixes, et la pression est la même à l'amont et à l'aval de la roue.

Il n'existe pratiquement plus de turbine à fluide compressible à action pure, sauf peut-être dans les petites puissances.

Par contre, dans les **grosses turbines à vapeur**, le **premier étage** est très souvent **à action** car on va l'utiliser en injection partielle pour régler la puissance de la machine en faisant varier le débit par la section (figure **7**). La pression étant la même de part et d'autre des aubes mobiles, on peut injecter du fluide seulement dans un secteur, sans que des écoulements parasites liés à des différences de pression se produisent dans les autres secteurs. Il est nécessaire à l'aval de ménager une large chambre pour homogénéiser l'écoulement qui va aborder les étages suivants.

Un autre intérêt d'un étage à action à l'entrée du corps haute pression est de faire baisser plus rapidement la température, un tel étage permettant une chute élevée. Cela peut éviter certains problèmes thermiques.

■ Les turbines sont donc pratiquement toutes à réaction variable ; cependant, on continue à parler pour les turbines à vapeur de techniques à action et à réaction.

**Turbine Ljungström**

C'est une turbine centrifuge constituée de deux rotors tournant en sens inverse portant des aubages axiaux et entraînant chacun un alternateur (figure **6**). Cherchons par une analyse très simplifiée le travail qu'elle est susceptible de réaliser.

On supposera que les vitesses d'entrée et de sortie sont radiales et que les jeux entre étages sont très faibles ; alors :

$$\tau = U_0 V_{u0} - (-U_1 V_{u1}) + U_1 V_{u1} - (-U_2 V_{u2})$$
$$+ \ldots + U_{n-1} Vun-1 - (-U_n V_{un}) = 2 \sum_{i=1}^{n-1} U_i V_{ui}$$

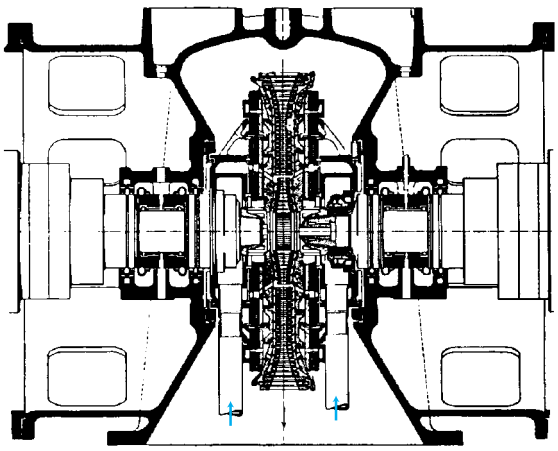
avec $U_0 V_{u0} = U_n V_{un} = 0$

Dans le cas particulier où les triangles de vitesses sont semblables (sauf le premier et le dernier), ce qui suppose une certaine loi d'évolution de la veine, les vitesses varient comme $U$ et :

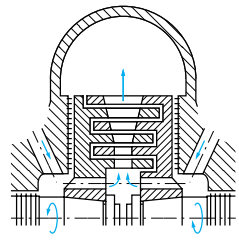
$$\tau = 2 \frac{V_u}{U} \sum_{i=1}^{n-1} U_i^2$$

Il est facile de montrer que ce travail est maximal pour une certaine vitesse de rotation pour laquelle $V_u = U$.

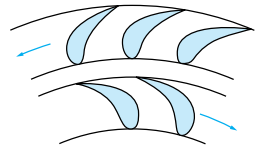
On voit alors que chaque étage produit un travail (aux pertes près) égal à $2U^2$, identique à celui fourni par un étage axial à action, malgré la perte de travail liée à l'effet centrifuge. Cela provient de ce que, par rapport à la roue $(n-1)$, la roue $(n)$ tourne à la vitesse $2U$ ; l'étage à action tournant à cette même vitesse pourrait alors réaliser une chute de $8U^2$. Outre qu'il faut compenser le terme $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2}$, on retrouve le fait que, à vitesse d'entraînement identique, l'absence d'aubes fixes limite le travail fourni.



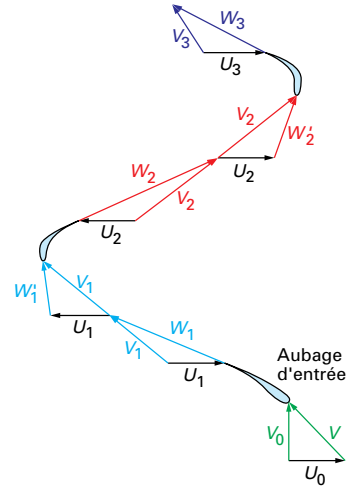
Turbine MAN (3 000 kW à 3 000 tr/mn)



Coupe dans un plan méridien



Coupe dans un plan radial




Triangles des vitesses

Schémas de principe

**Figure 6 – Turbine type LJUNGSTRÖM de MAN (3 000 kW à 3 000 tr/min)**

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

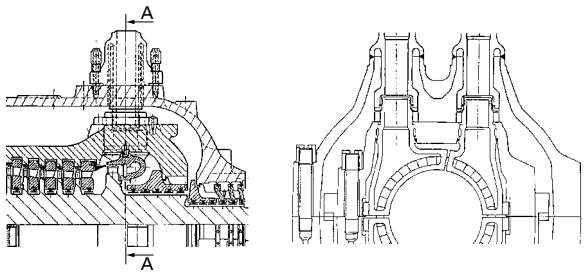



**Figure 7 – Étage à action pour réglage par injection partielle**

Par technique à action, il faut maintenant entendre technique où le **degré de réaction** est faible à la base (de l'ordre de 10 %) alors que les turbines à réaction ont un degré de réaction de 0,5 à mi-hauteur, et ont des aubages fixes et mobiles en général identiques.

Ces deux types de turbines diffèrent également par leur **mode de construction**. Alors que la réalisation des turbines à action fait intervenir un rotor à disques et des aubes fixes portées par un diaphragme, les turbines à réaction utilisent un rotor « *tambour* » (figure **8**). En fait, ces deux modes de construction pourraient être indifféremment employés dans l'une ou l'autre des techniques, mais il se trouve que les caractéristiques de chaque construction se combinent plus harmonieusement aux besoins de chaque technique.

■ L'intérêt du **rotor à disques** réside pour la technique à action dans une réduction des pertes par fuites.

● À la base des aubes fixes, les fuites sont proportionnelles au **diamètre** de l'arbre qui est nettement plus faible que le diamètre du rotor à tambour.

● D'autre part, la **poussée** axiale est plus faible. Dans le système à tambour, la poussée sur le tambour est proportionnelle à la différence des pressions extrêmes ($p_a - p_e$) et indépendante du degré de réaction. Dans le système multicellulaire à disques, la poussée est proportionnelle à la somme des différences de pressions supportées par les disques soit $\sum(p_i' - p_i)$, valeur inférieure à la différence de pression à laquelle est soumise le rotor tambour et d'autant plus faible que le degré de réaction à la base est plus petit. En contrepartie, le complément de la différence des pressions soit $\sum(p_{i-1} - p_i')$ est supporté par les diaphragmes, les efforts correspondants passant donc dans les aubes fixes dont la construction doit être prévue en conséquence. Or, pour équilibrer la poussée, il faut en général placer un « *piston d'équilibrage* » dont le diamètre croît avec l'importance de cette poussée, ce qui augmente le débit de fuite et pénalise la construction à tambour.

Cette diminution des pertes par fuite, permet de compenser des pertes d'aubages un peu plus élevées dans la technique à action que dans la technique à réaction, en particulier à cause des déviations et des largeurs d'aubes fixes plus grandes.

■ La construction **à tambour** permet de loger dans une longueur donnée plus d'étages ; l'absence de diaphragmes permet de disposer les aubes fixes, de largeur plus faible, très près des aubes mobiles d'où un encombrement axial de l'étage diminué.

D'autre part, à égal diamètre de veine, cette construction permet des rotors plus longs ; en effet, le moment d'inertie d'un tambour étant supérieur à celui de l'arbre à disques, on peut, à égalité de flèche du rotor et par conséquent de vitesse critique, disposer d'une plus grande longueur de travée entre paliers, ce qui laisse place à un plus grand nombre d'étages.

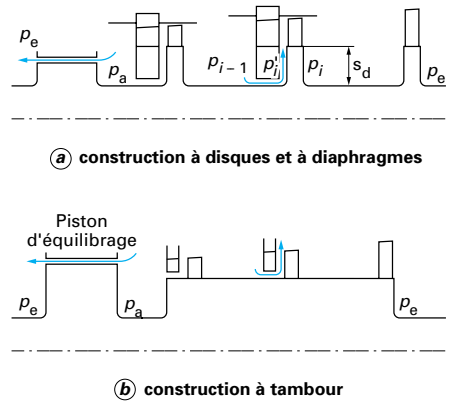



**Figure 8 – Les deux principaux types de construction des turbines à vapeur**

Ces avantages sont particulièrement intéressants dans le cas de la technique à réaction qui nécessite, pour faire une chute enthalpique donnée, beaucoup plus d'étages. En effet, un étage à action à la base produit un travail égal à $2U_{\text{base}}^2$ (les aubes sont en général dessinées pour que le travail fourni soit réparti uniformément suivant la hauteur) alors que l'étage à degré de réaction 0,5 au diamètre moyen $D_m$ fournit un travail égal à $U_{\text{moyen}}^2$. Il faut donc, pour une même vitesse d'entraînement à la base, $2\left[1 - \left(\frac{H}{D_m}\right)\right]^2$ fois plus d'étages dans la technique à réaction.

# 2. Turbines axiales : conception et fonctionnement

## 2.1 Conception d'un étage

Il s'agit de dessiner l'étage ayant le meilleur rendement tout en ayant une excellente fiabilité et en respectant certaines contraintes constructives (par exemple, limitation du poids de la machine).

Le rendement de l'étage sera défini comme le rapport du travail fourni sur l'arbre à la chute d'enthalpie isentropique disponible $\Delta\bar{h}$ que nous avons définie au paragraphe 1.4.1.

### 2.1.1 Étage à aubes courtes

Un tel étage est caractérisé par une hauteur des aubes faible vis-à-vis du rayon à la base. On peut alors considérer que la vitesse d'entraînement ne varie pas suivant la hauteur et que l'on peut également représenter les autres paramètres par une valeur moyenne.

On a ainsi à traiter simplement un **problème monodimensionnel**.

■ Le **rendement** s'écrit :

$$\eta = \frac{h_0^* - h_2^*}{(V^{*2}/2)} = \frac{V_1^2}{V^{*2}} - \frac{V_2^2}{V^{*2}} - \frac{W_1^2}{V^{*2}} + \frac{W_2^2}{V^{*2}} \qquad \textbf{(15)}$$



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

en utilisant la relation (5), où l'on a tenu compte que la turbine était axiale ($U_1 = U_2$). Rappelons que $V^*$ est défini par :

$$\frac{V^{*2}}{2} = h_0^* - h_{2s} - m\frac{V_2^2}{2}$$

Avec $m = 0$, c'est-à-dire lorsque toute l'énergie cinétique de sortie est perdue, le rendement $\eta_0$ s'appelle rendement « total à statique » ; car la chute disponible est définie comme la différence entre l'enthalpie d'arrêt (encore appelée enthalpie totale) en début de détente et l'enthalpie statique en fin de détente ; avec $m = 1$, le rendement $\eta_1$ est dit « total à total ».

On peut également écrire ce rendement en mettant en évidence les différentes pertes (figure **1**) :

$$\frac{V^{*2}}{2}\eta = h_0^* - h_{2s} - (h'_{2s} - h_{2s}) - (h_2 - h'_{2s}) - (h_2^* - h_2) \qquad \textbf{(16)}$$

où l'on reconnaît :

— la **perte dans l'aubage mobile** :

$$\Delta h_r = h_2 - h'_{2s} = \frac{W_{2s}^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} = \frac{W_{2s}^2}{2}(1 - \psi^2)$$

cela compte tenu du fait que $U_1 = U_2$ et en posant :

$$W_2 = \psi W_{2s}$$

$\psi$ étant le coefficient de ralentissement pour les aubes mobiles ;

— la **perte dans l'aubage fixe** :

$$\Delta h_f = h_1 - h_{1s} = \frac{V_{1s}^2}{2}(1 - \varphi^2)$$

$$\approx h'_{2s} - h_{2s}$$

ce qui suppose que les isobares $p_1$ et $p_2$ soient parallèles, ce qui peut être considéré comme réalisé pour un étage ; $\varphi$ est le coefficient de ralentissement ($V_1 = \varphi V_{1s}$) pour les aubes fixes ;

— la **perte par vitesse restante** : $(1 - m)\dfrac{V_2^2}{2}$

On peut donc écrire (16) sous la forme :

$$\eta = 1 - \frac{\Delta h_f}{(V^{*2}/2)} - \frac{\Delta h_r}{(V^{*2}/2)} - (1 - m)\frac{V_2^2}{V^{*2}}$$

$$= 1 - \xi^2\left[\frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2}\left(\frac{V_1}{U}\right)^2 + \frac{1 - \psi^2}{\psi^2}\left(\frac{W_2}{U}\right)^2 + (1 - m)\left(\frac{V_2}{U}\right)^2\right] \qquad \textbf{(17)}$$

On peut exprimer ce rendement en fonction :

— des paramètres sans dimension :

$$\xi = \frac{U}{V^*}$$

et $\varepsilon$ (degré de réaction), qui peut se mettre sous la forme :

$$\varepsilon = \frac{h_{1s} - h_{2s}}{(V^{*2}/2)} = 1 - \frac{1}{\varphi^2}\frac{V_1^2}{V^{*2}} + m\frac{V_2^2}{V^{*2}}$$

— des angles de sortie $\alpha_1$ et $\beta_2$ qui définissent les grilles d'aubes fixes et mobiles, étant essentiellement fonction de la géométrie de ces grilles, comme on le verra en BM 4 561 (§ 2.1) ;

— des coefficients représentant les pertes : $\varphi$, $\psi$ et $m$.

En effet, la conservation de la rothalpie appliquée à l'écoulement isentropique à travers la roue s'écrit :

$$\frac{W_{2s}^2}{V^{*2}} = \frac{1}{\psi^2}\frac{W_2^2}{V^{*2}} = \frac{W_1^2}{V^{*2}} + \frac{h_1 - h'_{2s}}{(V^{*2}/2)} = \frac{W_1^2}{V^{*2}} + \varepsilon$$

et les relations dans les triangles de vitesses conduisent à :

$$\frac{W_1^2}{V^{*2}} = \frac{V_1^2}{V^{*2}} - 2\xi\frac{V_1}{V^*}\cos\alpha_1 + \xi^2$$

$$\frac{V_2^2}{V^{*2}} = \frac{W_2^2}{V^{*2}} - 2\xi\frac{W_2}{V^*}\cos\beta_2 + \xi^2$$

Il est alors possible d'éliminer les vitesses dans l'expression du rendement.

Les quatre paramètres ($\xi$, $\varepsilon$, $\alpha_1$ et $\beta_2$) ne sont pas indépendants car la conservation du débit doit être vérifiée. Elle s'écrit :

$$\rho_1 V_1 \sin\alpha_1 H_1 = \rho_2 W_2 \sin\beta_2 H_2$$

où $H_1$ et $H_2$ désignent les hauteurs du canal à l'entrée et à la sortie de l'aube mobile.

Dans les calculs présentés ci-après, on supposera que :

$$\rho_1 H_1 = \rho_2 H_2$$

C'est-à-dire que lorsque $\rho$ varie, une certaine divergence du canal permet de garder la vitesse axiale constante.

En fait, l'écriture de l'expression analytique de $\eta$ n'est pas simple, sauf pour $m = 0$ ; nous ne donnerons que l'expression classique du rendement d'une turbine à action ($\varepsilon = 0$) avec perte de l'énergie cinétique de sortie ($m = 0$), qui s'obtient directement très facilement si l'on suppose $\beta_1 = \beta_2$ :

$$\eta = 2(1 + \psi)\xi(\varphi\cos\alpha_1 - \xi) \qquad \textbf{(18)}$$

qui est maximal pour :

$$\xi_{opt} = \varphi\frac{\cos\alpha_1}{2}$$

valeur qui correspond à une vitesse de sortie quasiment axiale comme nous l'avons montré au § 1.5.

■ Nous comparons, sur la figure **9**, les **rendements pour le cas à action** ($\varepsilon = 0$) **et le cas à réaction** ($\varepsilon = 0{,}5$), en supposant l'angle du distributeur $\alpha_1$ fixé et les coefficients $\varphi$ et $\psi$ indépendants de $\xi$.

- Cas où l'**énergie cinétique de sortie est perdue** ($m = 0$).

On constate que le rendement est toujours maximal pour la vitesse de sortie axiale, qui minimise la perte par vitesse restante. Pour un distributeur donné (entrée axiale et angle de sortie fixé $\alpha_1$), on peut alors définir les principales caractéristiques de l'aube mobile, la condition :

$$\xi_{opt} \approx \frac{1}{2\sqrt{1 - \varepsilon}}$$

(sortie sensiblement axiale comme on l'a montré au § 1.5) permettant de calculer les angles d'entrée $\beta_1$ et de sortie $\beta_2$.

L'aube adaptée pour l'angle d'entrée $\beta_1$, et donnant un angle de sortie de la grille égale à $\beta_2$, devra ensuite être dessinée de façon à minimiser la perte dans ces conditions.

- Cas où la **récupération est totale** ($m = 1$).

L'hypothèse que $\varphi$ et $\psi$ sont constants fait que les pertes des aubages fixes et mobiles sont constantes sauf dans le cas $\varepsilon = 0$ où la perte de l'aube mobile diminue, lorsque $\xi$ croît, comme $(W_{2s}/V_{1s})^2$. Notons que, pour tracer les triangles de vitesses, nous avons supposé que la variation de $\xi$ était liée à une variation de $U$ mais les conclusions seraient les mêmes si l'on supposait que $\xi$ variait en fonction de la chute disponible.

C'est la possibilité d'avoir les $\varphi$ et $\psi$ les plus élevés qui devrait guider l'optimisation ; comme on le verra en BM 4 561 (§ 2), ils résultent de phénomènes physiques très complexes qui ne sont pas encore tous vraiment bien appréhendés.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

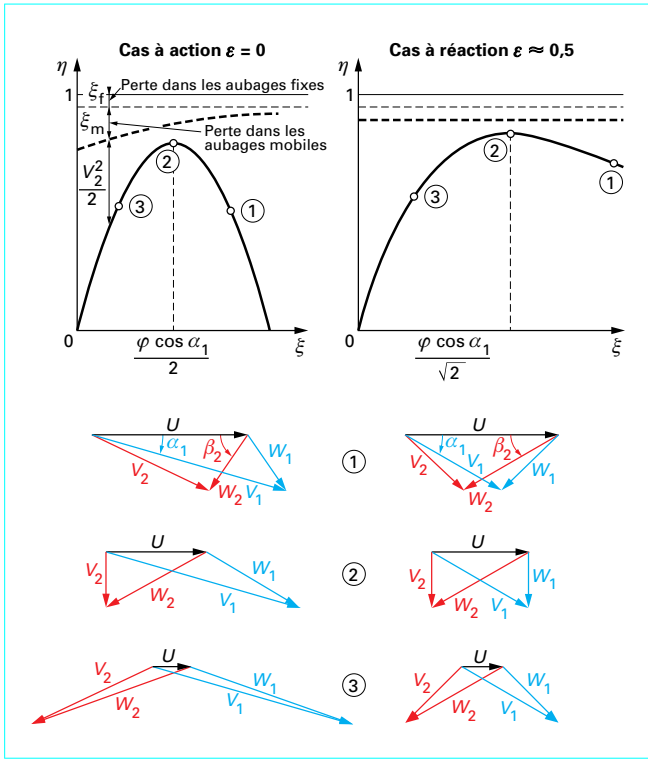



**Figure 9 – Évolution du rendement (à $\varphi$ et $\psi$ constants) et des triangles des vitesses à degré de réaction donné**

On peut cependant raisonnablement penser que plus le niveau des vitesses sera faible, plus les pertes seront également faibles, ce qui inciterait à travailler à des valeurs de $\xi$ assez élevées. Cela conduit à des chutes plus faibles et donc à mettre plus d'étages.

Aussi, traditionnellement, pour les turbines à vapeur au moins, on conçoit ces étages pour une vitesse de sortie axiale. Pour les turbines à gaz aéronautiques, par contre, pour des raisons de poids, on aura tendance à travailler à des $\xi$ plus faibles, la composante tangentielle de la vitesse de sortie opposée à $\vec{U}$ permettant d'accroître la chute et donc de diminuer le nombre d'étages.

## 2.1.2 Étage à aubes longues

■ On ne peut plus, dans ce cas, considérer l'écoulement comme monodimensionnel, ne serait-ce qu'à cause de la variation de la vitesse d'entraînement.

On doit donc décomposer la veine sur un certain nombre de **tubes de courant** d'épaisseur d$r$, variation élémentaire du rayon, dans lesquels on appliquera les résultats du paragraphe précédent.

■ Supposons que la chute d'enthalpie disponible soit la même pour chaque filet fluide : le paramètre $\xi$ va, alors, croître proportionnellement à $r$ ($r_b$ étant le rayon de base et $r_s$ le rayon au sommet) et, pour conserver les conditions optimales de rendement, il faudra augmenter le degré de réaction (figure **10**).

**Exemple** : si au rayon de base $r_b$, on choisit un écoulement à action avec un $\xi$ optimal d'environ 0,5, au rayon $r_b\sqrt{2}$, $\xi$ prendra la valeur $\sqrt{2}/2$ qui est la valeur optimale pour un degré de réaction 0,5.

Les **profils** vont donc se décambrer au fur et à mesure que le rayon augmente, donnant une ailette vrillée. Pour que les effets de la force centrifuge ne se manifestent dans le corps de l'ailette que par des contraintes de traction pure, en excluant toute flexion, il faut aligner les centres de gravité sur une même perpendiculaire à l'axe de rotation.

■ Les tubes de courant ne vont pas, bien entendu, s'empiler de façon géométrique ; ils doivent vérifier les **lois de l'écoulement** et, notamment, l'équation de quantité de mouvement projetée radialement, qui s'écrit hors des zones aubées :

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{V_u^2}{r} - V_m\frac{\partial V_m}{\partial m}\sin\delta_m - \frac{V_m^2}{R_m}\cos\delta_m \qquad \textbf{(19)}$$

avec $m$ abscisse curviligne,
$V_m$ vitesse méridienne,
$R_m$ rayon de courbure méridien,
$\delta_m$ angle méridien du filet fluide par rapport à l'axe

Dans le cas général, il faut résoudre numériquement les équations de l'écoulement ; on donne, par exemple, certaines caractéristiques de l'écoulement que l'on veut obtenir et un contour de veine ; le programme calcule alors les paramètres géométriques principaux des ailetages (angle d'entrée et de sortie en particulier).

■ Avant l'utilisation systématique des ordinateurs, on cherchait des solutions simples à l'écoulement. L'équation (19) se simplifie notablement si l'on considère un **écoulement sensiblement cylindrique**, car alors $\delta_m$ et $1/R_m$ sont voisins de zéro.

Si l'on cherche à ce qu'il n'y ait pas de composante tangentielle en sortie d'étage, l'équation (19) indique alors que la pression $p_2$ est indépendante du rayon.

Dans l'entrefer (c'est-à-dire à l'amont de la roue) l'équation (19) se réduit à :

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp_1}{dr} = \frac{V_{1u^2}}{r} \qquad \textbf{(20)}$$

qui peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{d\varepsilon_0}{dr} = 2(1-\varepsilon_0)\varphi^2\frac{\cos^2\alpha_1}{r}$$

dans le cas où le degré de réaction (§ 1.4.2) est défini avec $m = 0$.

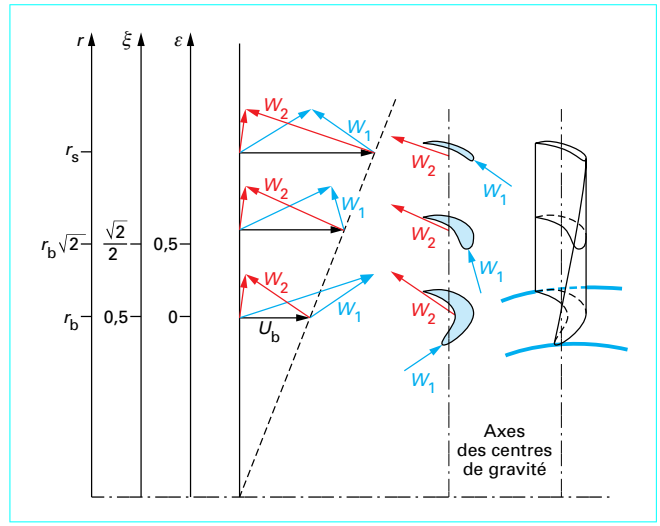



**Figure 10 – Aubes longues : nécessité d'un degré de réaction variable conduisant à des aubes vrillées**


Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

## Roue double ou roue Curtiss

■ C'est un **étage à action** dans lequel l'intégralité de la détente s'effectue à la traversée des aubages distributeurs ou tuyères (T), mais qui se distingue de la roue simple en ce qu'elle comporte deux couronnes d'aubes mobiles (M1 et M2) séparées par une couronne d'aubes fixes dites redresseurs (R) (figure **10**).

On a donc :

$$p_1 = p_2 = p_3 = p_4$$

■ Le **travail** recueilli, égal à la somme des travaux développés sur chaque couronne mobile, s'écrit :

$$\tau = U(V_{1u} - V_{2u}) + U(V_{3u} - V_{4u})$$

En supposant l'**écoulement isentropique**, on sait que, en l'absence de détente, la vitesse se conserve à la traversée d'un aubage :

$$W_{2s} = W_{1s}\ ; \quad V_{3s} = V_{2s}\ ; \quad W_{4s} = W_{3s}$$

et qu'en supposant constante la hauteur des aubes mobiles et du redresseur :

$$\beta_2 = \beta_1\ ; \quad \alpha 3 = \alpha 2\ ; \quad \beta 4 = \beta 3$$

On trouve d'après les triangles de vitesses (figure **11**) :

$$\Delta V_{uI} = V_{1su} - V_{2su} = 2(V_{1su} - U)$$

$$\Delta V_{uII} = V_{3su} - V_{4su} = (V_{1su} - V_{2su}) - 4U$$

Le rendement lié à la perte de l'énergie cinétique de sortie, c'est-à-dire le rapport de $\tau_s$ à la chute disponible $\frac{V_{1s}^2}{2}$, a alors pour expression :

$$\eta = 8\xi(\cos\alpha_1 - 2\xi)$$

maximal, quand $\alpha_1$ est fixé, pour $\xi = \frac{\cos\alpha_1}{4}$.

■ Pour cette valeur de $\xi$, on voit que le travail massique recueilli est égal à $8U^2$ ; c'est le travail de 4 roues simples (pour lesquelles $\xi_{opt}$ en l'absence de frottement vaut $\cos\alpha_1/2$). On remarque que la première roue fournit $U\Delta V_{ul} = 6U^2$ (puisque $V_{1su} = V_{1s}\cos\alpha_1 = 4U$), la deuxième ne fournissant que $2U^2$.

■ Si, maintenant, on tient compte des **pertes aérodynamiques**, en supposant que :

$$\beta_2 = \beta_1\ ; \quad \alpha_3 = \alpha_2\ ; \quad \beta_4 = \beta_3$$

on montre que le rendement prend la forme :

$$\eta = 2\xi(\varphi a\cos\alpha_1 - b\xi)$$

où $\varphi$ est le coefficient de ralentissement des tuyères supposé indépendant de $\xi$ ;

$a = 1 + \psi + \psi\psi'(1 + \psi'')$ ;

$b = a + (1 + \psi')(1 + \psi'')$

$\psi$, $\psi'$ et $\psi''$ étant respectivement les coefficients de ralentissement de la première couronne mobile, du redresseur et de la deuxième couronne mobile, supposés indépendants de $\xi$.

Le **rendement maximal** est :

$$\eta_{max} = \varphi^2 \frac{a^2}{2b}\cos^2\alpha_1$$

obtenu pour $\xi_{opt} = \varphi\ \frac{a\cos\alpha_1}{2b}$

alors que, pour la roue simple, il est :

$$\eta_{max} = \varphi^2 \frac{1+\psi}{2}\cos^2\alpha_1$$

**Exemple** : avec $\psi = 0{,}75$ $\psi' = 0{,}8$ $\psi'' = 0{,}85$ (figure **12**, courbe II), on a :

$$\frac{a^2}{2b} = 0{,}66$$

La roue simple, en prenant pour $\psi$ la valeur moyenne des $\psi$ de la roue double, soit $\psi = 0{,}8$, aurait un rendement 0,9/0,66 = 1,36 fois plus élevé (figure **12**).

■ Malgré ce mauvais rendement, mais grâce à la chute importante de pression et de température, la roue double a été utilisée dans deux types d'**application** :

— comme **étage de tête de turbines multicellulaires** de puissance inférieure à 100 MW, pour des pressions d'admission élevées ;

— comme **turbine monocellulaire** de petite puissance (quelques centaines de kilowatts), où le prix prime le plus souvent sur le rendement.

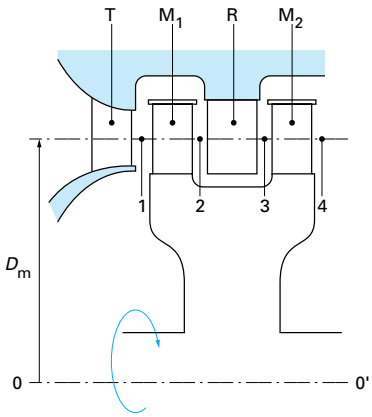



**Figure 11 – Schéma de principe de la roue double**

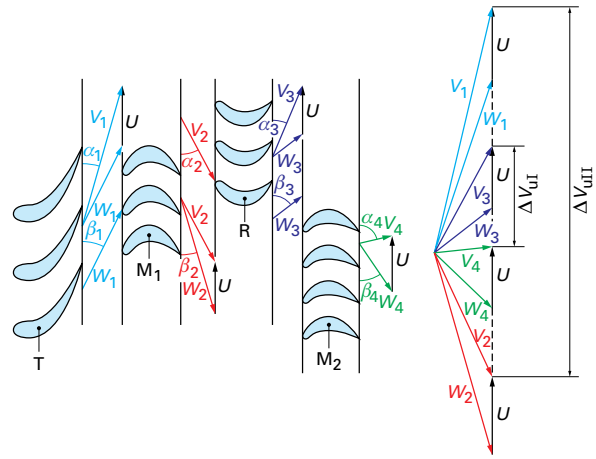



**Figure 12 – Construction des triangles de vitesses de la roue double (sans frottement)**

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

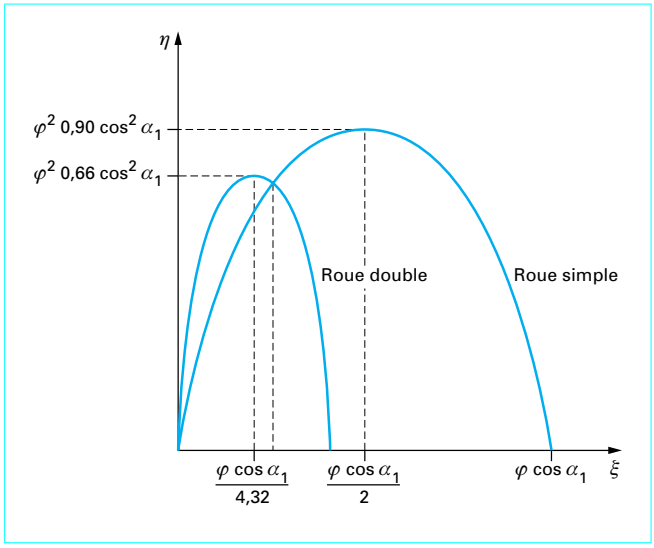



**Figure 13 – Comparaison des rendements de la roue simple et de la roue double**

On utilise en général des valeurs de $\alpha_1$ assez petites, aussi on constate que l'évolution du degré de réaction suivant la hauteur dépend assez peu de l'évolution de l'angle $\alpha_1$.

La conservation de l'enthalpie d'arrêt associée aux équations (7) (en négligeant les pertes) et (20) conduit dans l'entrefer à l'équation :

$$\frac{V_{1u}}{r}\frac{\mathrm{d}\,rV_{1u}}{\mathrm{d}\,r} + V_{1m}\frac{\mathrm{d}\,V_{1m}}{\mathrm{d}\,r} = 0$$

■ Cette équation est en particulier vérifiée si $rV_{1u}$ et $V_{1m}$ sont indépendants de $r$. Les turbines qui remplissent ces deux conditions sont dites à **écoulement irrotationnel** (« *free vortex* » en anglais), car on peut montrer qu'en tout point le vecteur tourbillon est nul. En fait, pour un écoulement cylindrique, l'équation de continuité impose alors que la masse volumique soit également indépendante du rayon, ce qui n'est réalisé que pour un fluide incompressible. Cependant, ce type d'écoulement a souvent été utilisé à titre d'approximation commode dans le tracé des turbines à fluide compressible.

■ D'**autres lois** ont été utilisées ; citons l'utilisation, pour raison d'économie, d'aubages fixes prismatiques conduisant à un angle de sortie $\alpha_1$ variant fort peu suivant le rayon.

Aujourd'hui, on utilise tous les termes de l'équation (19) de façon à maîtriser le gradient de pression dans un sens qui minimise la perte de l'étage (cf. BM 4 561 § 2.5.3). On peut même ajouter des termes à l'équation (19) en inclinant les aubes tangentiellement d'un angle $\lambda_t$ ou dans le sens méridien d'un angle $\lambda_m$ (figure **14**).

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = \left(\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\lambda_t = \lambda_m = 0} - \frac{V_m}{r}\frac{\partial rV_u}{\partial m}\tan\lambda_t + \frac{V_u}{r}\frac{\partial rV_u}{\partial m}\frac{\sin\lambda_m}{\cos(\lambda_m - \delta_m)} \qquad \textbf{(21)}$$

Ces termes sont surtout utilisés pour les aubages de grand élancement, c'est-à-dire pour des valeurs élevées de :

$$Z = \frac{D_s}{D_b} = \frac{\text{diamètre au sommet}}{\text{diamètre à la base}}$$

en particulier pour éviter d'avoir un degré de réaction négatif à la base.

Nous allons dans le paragraphe suivant, à titre d'exemple, étudier les problèmes rencontrés, tant au point de vue aérodynamique que mécanique pour ces aubages à grand élancement.

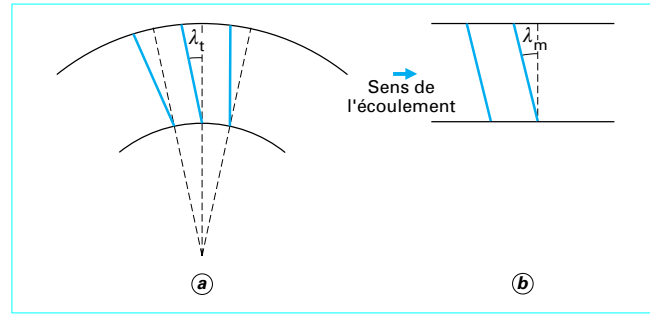



**Figure 14 – Inclinaison tangentielle ($\lambda_t$) et méridienne ($\lambda_m$)**

### 2.1.3 Conception du dernier étage basse pression des turbines à vapeur

L'augmentation très importante du volume massique de la vapeur aux faibles pressions conduit à des débits volumiques très importants ; la vitesse étant limitée pour avoir un rendement correct, il faut augmenter la surface d'échappement soit en augmentant le nombre de flux, soit en utilisant des dernières ailettes plus hautes.

Pour montrer les problèmes que doivent résoudre les concepteurs de ces dernières ailettes, nous reprendrons, sans la détailler, l'analyse simplifiée proposée dans [3]. Sur la figure **15**, extraite de cet article, sont portées différentes **limites** dans le plan rapport des diamètres $Z$ surface d'échappement $\tilde{S}$, rapportée à la vitesse de 3 000 tr/min c'est-à-dire :

$$\tilde{S} = S\left(\frac{N}{3\,000}\right)^2$$

dans l'écriture des équations, $S$ intervient, en effet, toujours par le produit $SN^2$.

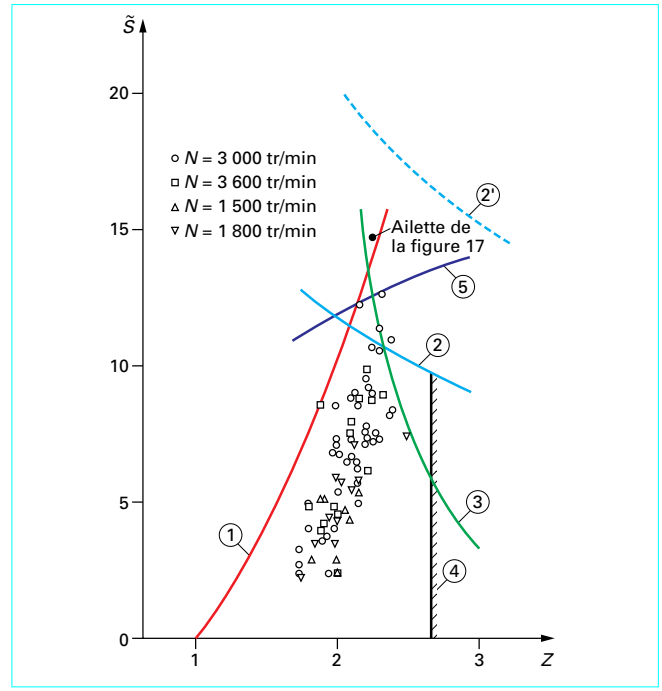



**Figure 15 – Dernières ailettes des turbines à vapeur basse pression : réalisations comparées aux limites constructives** (d'après [3])



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

#### 2.1.3.1 Limites liées aux contraintes

■ La contrainte à ne pas dépasser dans le disque rotor conduit à la **limite** ① qui dépend assez peu du matériau de l'ailette.

■ Cette limite tient compte également de la **résistance de l'attache** de l'ailette ; celle-ci (figure **16**) est :

— soit du type à enfourchement ;

— soit du type pied de sapin ; dans ce cas, les jeux entre les crans de l'attache et les rainures du disque doivent être choisis de façon à ce que, à la vitesse de rotation nominale, la répartition de la charge entre les différents crans soit homogène.

La forme de l'aube à proximité de son raccordement avec l'attache et la géométrie de celle-ci doivent permettre une transmission des efforts de l'ailette au disque sans risque de concentration de contraintes.

■ Les **contraintes de traction** dans les aubes, causées par les forces centrifuges, sont prépondérantes, les contraintes de flexion et celles dues au dévrillage de l'ailette étant en général faibles.

Si l'on s'impose que cette contrainte radiale reste sensiblement constante suivant la hauteur, il faut que l'aire des sections de l'ailette décroisse de façon exponentielle suivant la hauteur ; la valeur maximale admissible de cette contrainte conduit à la **limite** ②. Elle dépend, bien entendu, du **matériau** ; elle sera en particulier repoussée **en** ②' avec le titane plus léger que l'acier (masse volumique de $4{,}6 \cdot 10^3$ kg/m$^3$ au lieu de $7{,}8 \cdot 10^3$ kg/m$^3$).

#### 2.1.3.2 Limites vibratoires

La **limite** ③ est obtenue en imposant que la plus basse fréquence de vibration de l'ailette soit supérieure à deux fois la fréquence de rotation ; elle varie avec le nombre d'aubes (à cause de la variation de corde, le rapport pas sur corde étant constant) mais assez peu avec le matériau.

En plus de cette limite, il est nécessaire de vérifier que les fréquences propres des ailettes, ou du disque aileté, ne coïncident pas avec les harmoniques de la vitesse de rotation (tout au moins jusqu'à l'ordre 8 environ) pour éviter tout risque de résonance, ce qui pourrait conduire à des ruptures.

Pour repousser cette limite, certains constructeurs utilisent un (ou deux) liaisonnement entre les aubes (figure **17**). Cela conduit à un spectre de fréquence moins simple, mais donne un amortissement plus important.

#### 2.1.3.3 Limites liées à l'aérodynamique

■ Pour avoir une contrainte radiale constante sur la hauteur, il faut, comme on l'a déjà mentionné (§ 2.1.3.1), une diminution exponentielle de la section de l'aube. Il y a alors risque d'avoir des canaux trop petits à la base, alors qu'au sommet l'écoulement ne sera pas suffisamment guidé.

La **limite** ② tient compte des contraintes permettant d'obtenir des performances correctes pour la grille d'aubes.

■ Le canal de base est particulièrement délicat à dessiner. On admet, en général, qu'il ne faut pas avoir de degré de réaction négatif conduisant à une recompression dans le canal, et donc à des pertes plus élevées ; de plus, un faible degré de réaction entraîne un nombre de Mach relatif qui peut dépasser l'unité à l'entrée et alors provoquer des pertes importantes. Cela conduit à la **limite** ④.

Le fait d'incliner tangentiellement les aubes fixes (figure **14*a***) permet le plus souvent d'atténuer ce problème. Il n'en reste pas moins que l'écoulement doit être analysé avec soin dans cette zone où l'épaisseur des tubes de courant peut varier assez notablement et conduire, si l'on n'y prend garde, à l'apparition d'ondes de choc dans le canal. La figure **18** en donne un exemple : le profil *base* de l'aube, calculé en supposant l'écoulement bidimensionnel, ne montre pas d'onde de choc dans le canal. En réalité, l'épaisseur du tube de courant varie et cet effet tridimensionnel conduit à l'apparition d'une onde de choc assez intense dans le canal. Une modification du tracé du profil (qui ne doit pas déborder des limites de l'attache) permet d'éliminer ce choc.

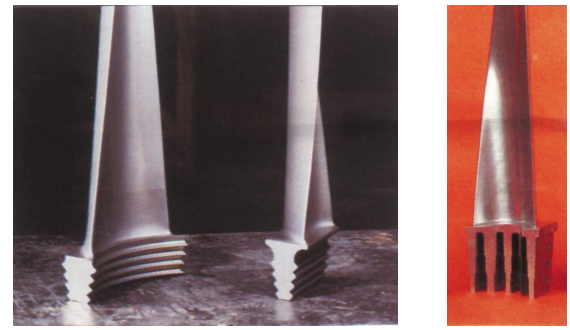


**Figure 16 – Attaches pied de sapin et à enfourchement**

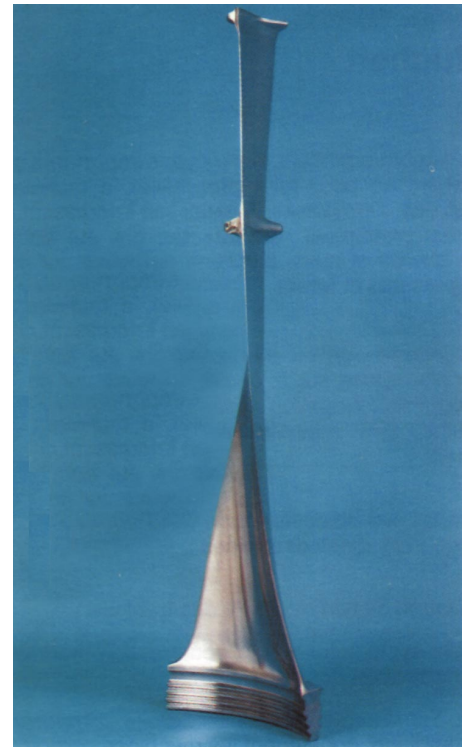


**Figure 17 – Ailette en titane de 1 360 mm de hauteur, tournant à 3 000 tr/min, munie de 2 liaisonnements**

#### 2.1.3.4 Érosion des ailettes

Elle dépend essentiellement de la vitesse d'entraînement au sommet. La **limite** ⑤ est déterminée en supposant une vitesse maximale de 700 m/s en bout d'aube. Ce problème est décrit plus en détail en BM 4 561 (§ 2.7).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

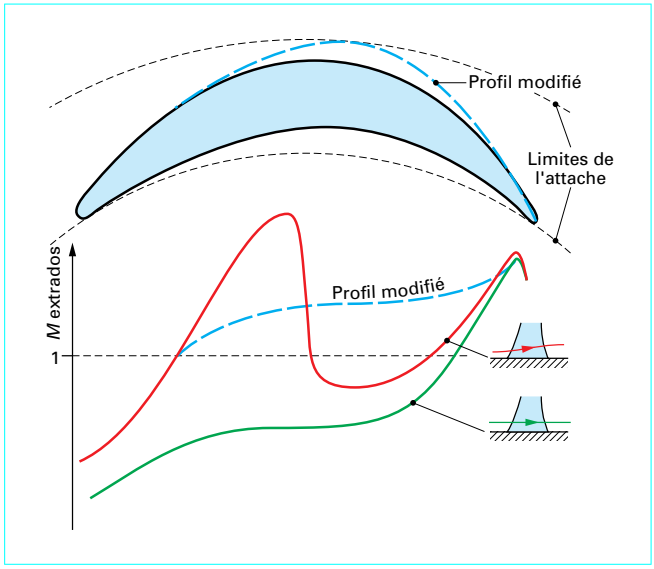



**Figure 18 – Évolution du nombre de Mach le long de l'extrados d'un profil base d'une dernière ailette basse pression**

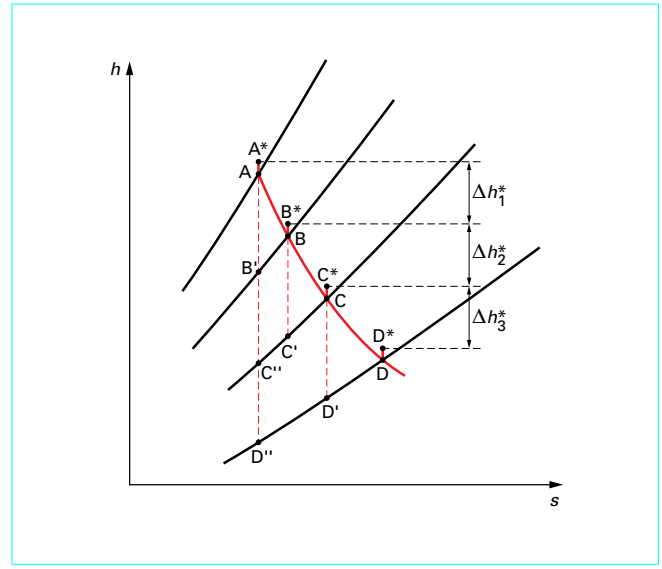



**Figure 19 – Détente dans une turbine multiétages**

L'ensemble de ces limites, approximatives rappelons-le, souligne la difficulté de réaliser de grandes aubes. Sur la figure **15**, ont été portés les points correspondant à des derniers étages basse pression construits par différents constructeurs ; ils se situent tous dans l'étroit domaine laissé libre par les diverses limites, à l'exception de l'ailette en titane (figure **17**), qui a nécessité des calculs et des essais très poussés [4].

## 2.1.4 Rendement d'une turbine multiétages

### 2.1.4.1 Rendement d'un groupe d'étages

■ Du point de vue rendement, un premier avantage d'une turbine multiétages est de pouvoir **récupérer**, contrairement à l'étage isolé, **l'énergie cinétique sortante**, sauf bien entendu dans le dernier étage.

■ Un deuxième avantage va être de **récupérer** une petite **partie des pertes de chaque étage** par réchauffage du fluide, ce qui permet de mettre à disposition de l'étage suivant une chute un peu plus importante. Sur le diagramme de Mollier (figure **19**), cet effet se traduit comme la conséquence de la divergence des isobares dont la pente est égale à la température. En effet, si le travail total récupéré est bien la somme des travaux fournis par chaque étage, il n'en est pas de même pour la chute disponible représentée par :

$$A^*D'' + DD^* \approx AD''$$

en supposant les énergies cinétiques d'entrée et de sortie égales.

On a :

$$AD'' = AB' + B'C'' + C''D'' < AB' + BC' + CD'$$

soit : $\tilde{\eta} = \dfrac{\Sigma \Delta h_i^*}{AB' + BC' + CD'}$.

Si les étages ont le même rendement (avec $m = 1$), on voit que $\tilde{\eta}$ représente ce rendement, sinon il représente un *rendement moyen d'un étage courant* qui est donc inférieur au rendement adiabatique $\eta$ du groupe d'étage.

Le rapport : $\dfrac{\eta}{\tilde{\eta}} > 1$ est appelé **coefficient de réchauffage**.

### 2.1.4.2 Rendement global d'une turbine

Nous avons jusqu'alors considéré le travail par unité de masse $\tau$. La **puissance** effectivement **récupérée** sur l'arbre sera égale à :

$$(Q_m - q)\tau$$

$Q_m$ étant le débit total dont on dispose et $q$ le débit de fuite.

Il est en effet indispensable de laisser un jeu entre parties fixes et mobiles, par où une certaine quantité de fluide passera, sans bien entendu produire de travail.

Cette puissance n'est pas complètement utilisable ; une partie servira à vaincre les pertes mécaniques, ces pertes représentant la somme des puissances consommées par tous les organes étrangers à l'écoulement principal, mais nécessaires au fonctionnement de la turbine ; citons par exemple :

— les paliers et la butée du rotor ;

— le variateur de vitesse, qu'il soit à engrenages ou du type hydraulique, lorsqu'il en existe un entre la turbomachine et l'appareil moteur ou résistant qui lui est accouplé ;

— les auxiliaires, qu'ils soient directement entraînés ou non, comme, par exemple, la pompe à huile de graissage, la pompe alimentant éventuellement des organes hydrauliques de réglage, ou encore le ventilateur d'aspiration des buées sur une turbine à vapeur.

La **puissance effectivement utilisable** sera donc :

$$P = (Q_m - q)\tau - P_{méca}$$

et le **rendement global** de la turbine s'écrira :

$$\eta_{global} = \frac{P}{Q_m \Delta h} = \eta \times \eta_f \times \eta_{méca}$$

avec $\eta$ rendement adiabatique du groupe d'étages défini au paragraphe 2.1.4.1,

$\eta_f = \dfrac{Q_m - q}{Q_m}$ rendement volumétrique,

$\eta_{méca} = 1 - \dfrac{P_{méca}}{(Q_m - q)\tau}$ rendement mécanique



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

## 2.2 Fonctionnement d'une turbine à des régimes variés

### 2.2.1 Divers types de fonctionnement

■ Une turbine, dont la géométrie des aubages est fixée, peut être amenée à fonctionner à des vitesses de rotation variables à chute disponible constante ou à chute d'enthalpie variable à vitesse de rotation constante.

Dans les deux cas, le paramètre $\xi$ va varier à angles de sortie $\alpha_1$ et $\beta_2$ sensiblement constants, ces angles dépendant essentiellement de la géométrie de la grille d'aubes (BM 4 561 § 2.1).

On constate, d'après les triangles de vitesses, que l'angle d'attaque $\beta_1$ de l'aube mobile (figure **20**) va varier de façon importante, surtout lorsque $\xi = U/V^*$ augmente, entraînant des pertes par incidence élevées et donc une diminution du coefficient de ralentissement $\psi$.

En turbine multiétages, il en sera de même pour les aubes fixes de l'étage suivant.

On remarquera que la courbe de rendement en fonction de $\xi$ ne sera pas la même suivant que $\xi$ varie par $U$ ou par la chute d'enthalpie, les nombres de Reynolds et de Mach qui influent sur les coefficients d'enthalpie $\varphi$ et $\psi$, étant différents.

■ Le degré de réaction varie, en général, également (quand le type de fonctionnement de la turbine varie). On le voit en particulier sur la figure **21*a*** qui représente les triangles de vitesses et la ligne de détente au point de travail nul pour un étage conçu à action (on a également tracé en tireté les triangles de vitesses au fonctionnement nominal où la vitesse axiale est $V_{xo}$ et la vitesse d'entraînement $U_0$) ; si l'on suppose que les angles de sortie $\alpha_1$ et $\beta_2$ sont imposés par la géométrie des grilles d'aubes, alors $W_1 = W_2$, ce qui entraîne pour la turbine axiale $h_1 = h_2$, d'où l'allure de la ligne de détente, la perte dans l'aubage ne pouvant être nulle.

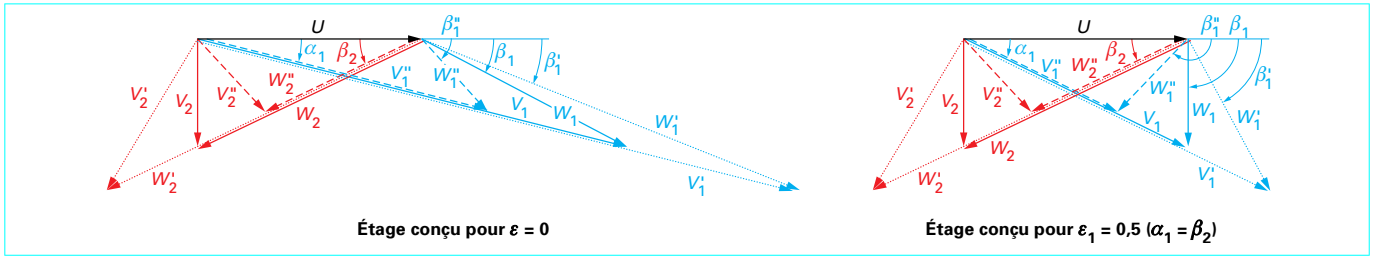



**Figure 20 – Évolution des triangles des vitesses quand le débit-volume varie pour un étage donné**

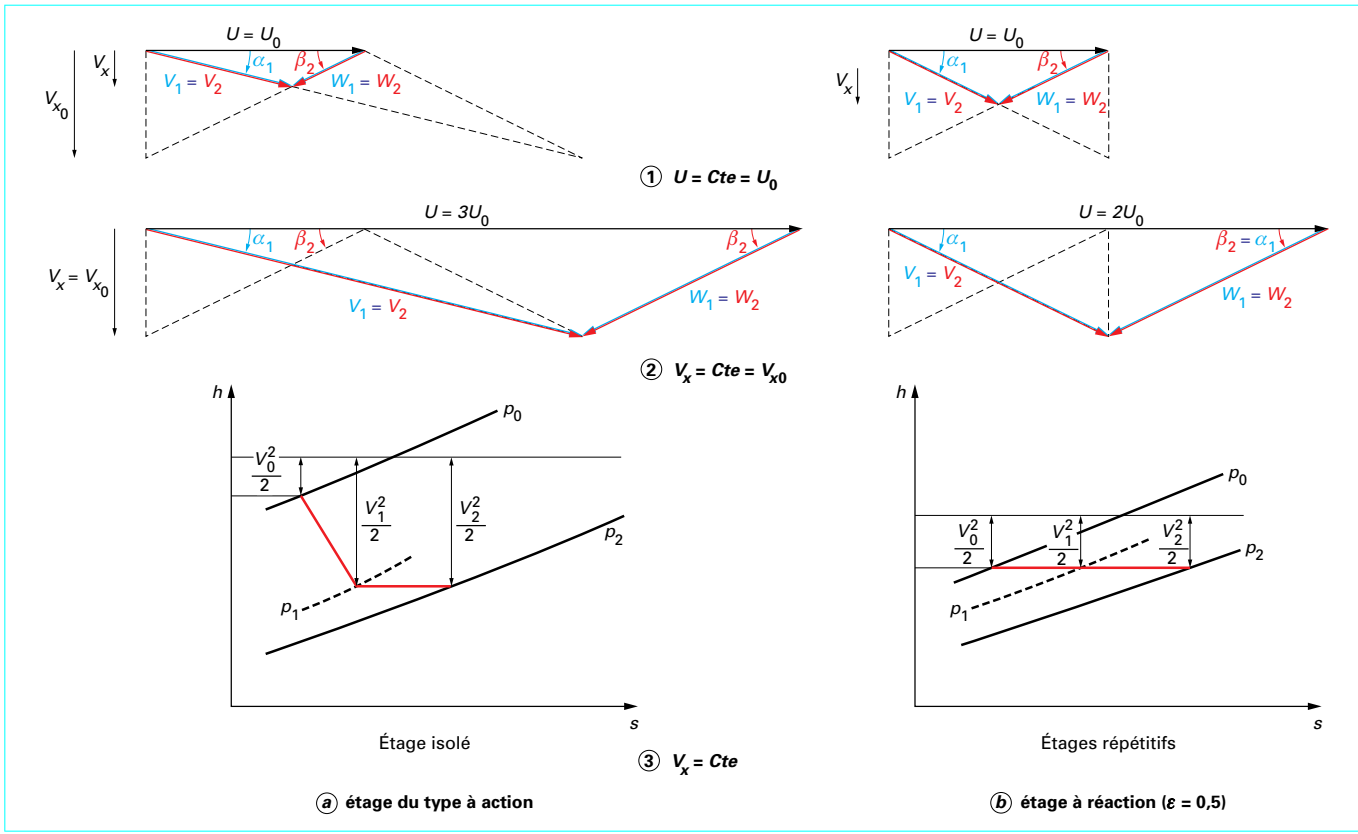



**Figure 21 – Triangle des vitesses à $U = Cte$ et $V_x = Cte$ et lignes de détente au point de travail nul**

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Il n'y a que pour des aubes fixes et mobiles identiques et pour des étages répétitifs de degré de réaction de 0,5 que ce dernier ne varie pratiquement pas.

On peut le voir sur la figure **21*b*** dans le cas du fonctionnement à travail nul.

D'après le triangle des vitesses, les angles $\alpha_1$ et $\beta_2$ étant supposés restés constants :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{V_2^2}{2} ;$$

les étages étant répétitifs, la vitesse d'entrée $V_0$ dans l'étage est égale à la vitesse de sortie $V_2$ de l'étage et donc :

$$\frac{V_2^2}{2} = \frac{V_0^2}{2}$$

La détente se fait suivant une ligne :

$$h = Cte$$

Les aubages fixes et mobiles étant identiques, on peut considérer que les pertes dans ces aubages sont les mêmes ; or, ces pertes sont égales aux chutes isentropiques et donc le degré de réaction est 0,5.

La vitesse de rotation lorsque le travail devient nul est appelée **vitesse d'emballement**, car la machine s'y stabilise naturellement en cas de suppression du couple résistant ; il est donc important de la connaître pour le dimensionnement mécanique des aubages.

On constate, en supposant les vitesses débitantes identiques en amont et en aval de la roue (figure **21**), que cette vitesse serait égale à trois fois la vitesse nominale dans le cas d'un étage conçu à action (degré de réaction nul) et deux fois pour un étage à $\varepsilon = 0,5$.

En fait, dans ces conditions, l'écoulement devient très complexe et l'approche monodimensionnelle est hasardeuse. La figure **22** extraite de [5] montre l'écoulement dans une turbine à quatre étages, fonctionnant à faible débit-volume ; l'écoulement dans les deux premiers étages est normal et ils fournissent du travail au rotor ; par contre, dans les deux derniers étages, des zones tourbillonnaires importantes apparaissent où les vitesses tangentielles sont élevées ; ils fournissent alors de l'énergie au fluide.

Sur la figure **23**, on a tracé les résultats d'essais sur une maquette du dernier étage de turbine à vapeur basse pression [6] dans le plan coefficient de charge - coefficient de débit :

$$\mu = \frac{\Delta h^*}{U_b^2} \quad ; \quad \upsilon = \frac{V_x}{U_b}$$

On constate que les points d'essais suivent bien la loi théorique (12) jusque vers $\upsilon_2 = 0,3$ ; au-dessous, les points s'écartent de la droite théorique.

On peut mettre en évidence sur ce diagramme les trois types de fonctionnement de l'étage :

— type ① : c'est le fonctionnement normal de la turbine ;

— type ② : on a toujours un fonctionnement en turbine (détente) mais il faut fournir de la puissance à la turbine pour compenser les pertes ;

— type ③ : la turbine fonctionne globalement en compresseur ; en l'absence de débit, il faut, pour faire tourner la turbine, lui fournir une certaine puissance destinée à vaincre les pertes par ventilation ; cette puissance est de la forme :

$$P_{\text{ventil}} = k\rho U_m^3 D_m^2$$

### 2.2.2 Problèmes vibratoires liés à l'écoulement

■ Une turbine peut avoir à fonctionner, de façon transitoire ou non, dans des conditions d'écoulement très variées, comme nous l'avons vu au paragraphe précédent. Les excitations qui en résultent peuvent entraîner des vibrations des aubes et donc des contraintes dynamiques importantes pouvant conduire à des ruptures d'ailettes. Dans les turbines à vapeur, c'est, bien entendu, la dernière roue basse pression qui est la plus exposée : les contraintes statiques y sont en général assez élevées, et, d'autre part, elle doit pouvoir fonctionner à des pressions au condenseur assez différentes de la pression nominale.

■ Les vibrations peuvent être dues :

— à la **nature oscillatoire** des écoulements ;

— au **couplage** entre l'écoulement et le mouvement des aubes, ce « flottement » peut se produire aux débits-volumes élevés, pour les très grandes ailettes ; le liaisonnement des aubes, qui augmente l'amortissement mécanique et l'amortissement aérodynamique en empêchant un fort déphasage aux basses fréquences entre des ailettes voisines, permet en général d'éviter ce problème.

■ Aux faibles débits-volumes, c'est l'**instabilité de l'écoulement** qui provoque les vibrations avec, en particulier, deux phénomènes :

— une excitation aléatoire ;

— un champ tournant.

● Cette **excitation aléatoire** (« *buffeting* » en anglais) est liée aux gros décollements que l'on rencontre (figure **23**) à ces faibles débits-volumes, aux instabilités dues à l'interaction des ondes de choc avec les couches limites ou, également, à la condensation.

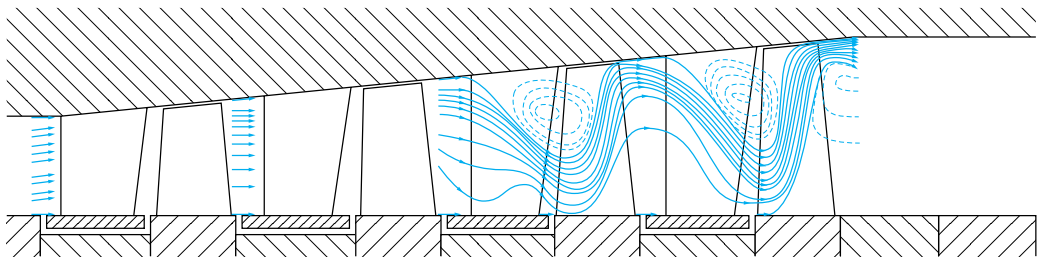


**Figure 22 – Fonctionnement à faible débit-volume d'une turbine à 4 étages [5]**



Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

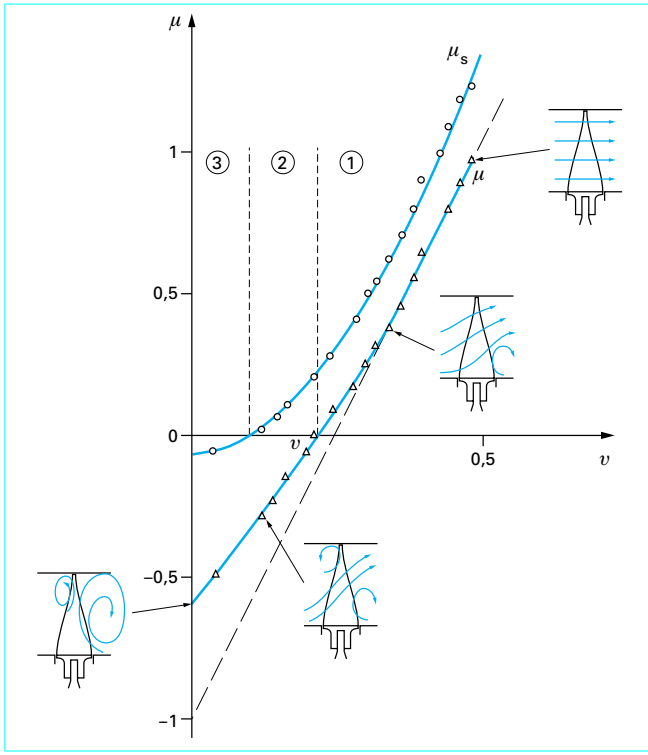



**Figure 23 – Travail fourni en fonction du coefficient de débit et configurations de l'écoulement [6]**

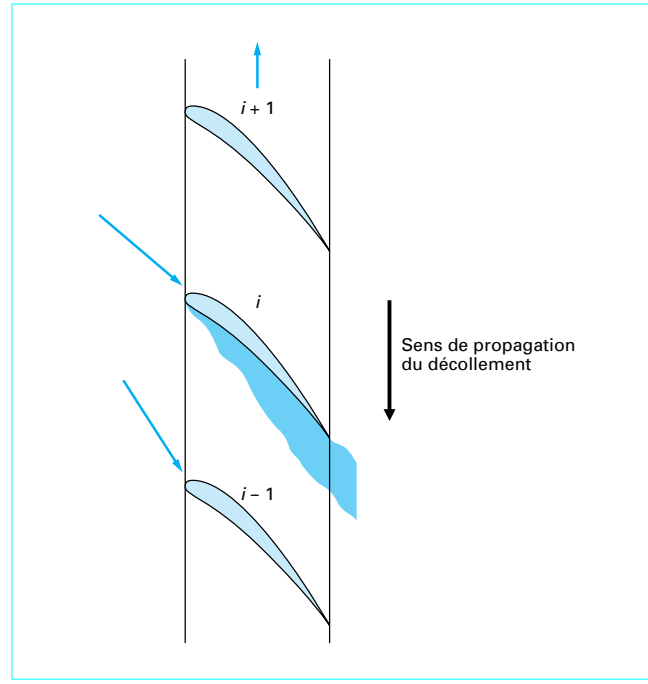



**Figure 24 – Décollement tournant en turbine**

● Le **champ tournant** peut être provoqué, par exemple, par la propagation de canaux en canaux d'une zone décollée, comme dans le cas de compresseurs. La vitesse de rotation, vue par un observateur fixe, de ce champ tournant est, le plus souvent, comprise entre 0,4 et 0,6 fois la vitesse de rotation de la machine. On peut expliquer ce décollement tournant ainsi (figure **24**) : si un décollement vers le bord d'attaque intrados apparaît sur l'une des aubes ($i$), il va y avoir obstruction d'une partie du canal, et accroissement de l'incidence négative sur l'aube ($i - 1$), d'où propagation du décollement. Il y a en général plusieurs zones avec décollement ; si $n$ désigne le nombre de ces zones, un capteur dynamique placé sur les aubes indiquera une fréquence :

$$f_m = n \times f_\varphi$$

alors qu'un capteur fixe verra une fréquence :

$$f_f = n(f_{rot} - f_\varphi)$$

avec $f_{rot}$ fréquence de rotation,

$f_\varphi$ fréquence de propagation du phénomène dans l'espace mobile

Si $f_m$ coïncide avec une fréquence propre de disque aileté et $n$ avec le nombre de diamètres nodaux de la déformée, il y a alors un phénomène de résonance avec des vibrations plus importantes et donc des contraintes plus élevées dans les aubes pouvant conduire à l'apparition de fissures.

Ce champ tournant peut, aussi, avoir d'autres origines qu'un décollement : il peut, par exemple, être lié à l'instabilité, avec un nombre $n$ d'ondes d'amplitude circonférentielle, tourbillon qui peut se former entre les aubes fixes et mobiles vers le sommet de la veine (figures **22** et **23**).

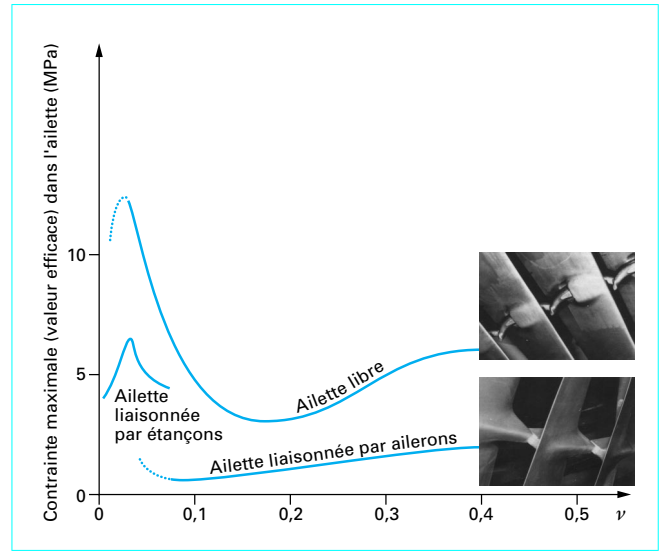



**Figure 25 – Contraintes dynamiques pour divers types de liaisonnement**

Dans ce cas, un liaisonnement des aubes permet en général de diminuer l'intensité des contraintes dynamiques engendrées dans les aubes (figure **25**).

Encore faut-il que ce liaisonnement, qui crée une perturbation aérodynamique, ne provoque pas d'autres instabilités.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

# Turbines à fluide compressible

*par* **Michel VINCENT DE PAUL**
*Ingénieur de l'École centrale de Paris*
*Chef du département recherches grandes turbines à vapeur de GEC-ALSTHOM*

## Références bibliographiques

**Dans les Techniques de l'Ingénieur**

**[1]** GIRAUD (M.) et SILET (J.). – *Turbines à gaz aéronautiques et terrestres.* Techniques de l'Ingénieur B 4 410.

**[2]** RIOLLET (G.). – *Théorie générale des turbomachines.* Techniques de l'Ingénieur B 4 401.

**Autres références**

**[3]** GYARMATHY (G.) et SCHLACHTER (W.). – *On the design limits of steam turbine last stages – Technology of turbine plant operating with wet steam.* BNES London 1988.

**[4]** WALLON (M.). – *Dernière ailette BP : un facteur-clé dans le développement des turbines.* Revue Alsthom n° 9, déc. 1987.

**[5]** RIEE (W.), BLÖCKER (U.), NEFT (H.) et OTTO (H.G.). – *The flow in last stages of large steam turbines at part load and low load – Technology of turbine plant operating with wet steam.* BNES London 1988.

**[6]** BESSAY (M.) et PLUVIOSE (M.). – *Étude aérodynamique sur maquette d'un étage terminal de turbine à vapeur dans les régimes partiels de fonctionnement.* La Houille Blanche n$^{os}$ 2/3, 1982.

**[7]** ISHIKAWA (K.) et NAKAMURA (I.). – *Performance chart and optimum geometries of conical diffusers with uniform inlet flow and free discharge.* JSME Série II, vol. *32* n° 4, 1989.

**[8]** FRIBERG (J.). – *Approche théorique et calcul pratique des diffuseurs.* (L.A.J.F.), 1996.

**[9]** BASOV (V.A.), GOUDROV (E.I.) et KONEV (V.A.). – *Influence of flow twisting on operation of outlet diffusers and exhaust ducts of axial turbines.* Conference on Steam and Gas Turbines for power and Cogeneration plants. Karlovy vary, 1994.

**[10]** VINCENT DE PAUL (M.) et WALLON (M.). – *Twenty years' progress in steam turbine aerodynamics.* Proceedings of the American Power Conference, Chicago, 1989.

**[11]** SCHEGLIAIEV (A.V.). – *Turbines à vapeur.* Éditions MIR, Moscou, 1970.

**[12]** MILLWARD (J.A.) et EDWARDS (M.F.). – *Windage heating of air passing through labyrinth seals.* Journal of Turbomachinery vol. *118*, avril 1996.

**[13]** MORRISON (B.L.), BOOTH (J.A.) et SCHOFIELD (P.). – *Positive pressure variable clearance packing.* EPRI Heat Rate Improvement Conference, 1989.

**[14]** FRANÇOIS (J.). – *La thermique et les moteurs d'avion.* Revue générale de Thermique n° 356, août 1991.

**[15]** THOMAS (H.J.). – *Unstable oscillations of turbine rotors due to steam leakage in the clearances of sealing glands and the buckets.* Bulletin de l'AIM vol. *71* n$^{os}$ 11/12, 1958.

**[16]** MILLSAPS (K.T.) et MARTINEZ-SANCHEZ (M.). – *Dynamic forces from single gland labyrinth seals.* Journal of Turbomachinery vol. *116*, octobre 1994.

**[17]** SIEVERDING (C.H.), STANISLAS (M.) et SNOECK (J.). – *The base pressure problem in transonic turbine cascades.* Journal of Engeneering for Power, vol. *102*, july 1980.

**[18]** SCHLICHTING (H.). – *Boundary layer theory.* Mc GRAW-HILL.

**[19]** CARRIERE (P.). – *Méthodes théoriques d'étude des écoulements supersoniques.* Publications scientifique et technique du ministère de l'air n° 339 a, 1964.

**[20]** MEAUZE (G.) et CARRERE (A.). – *Étude aérodynamique de l'écoulement dans les aubages de machines tournantes.* Cours de l'ENSAE, 1984.

**[21]** GAD-EL-HAK (M.). – *Interactive control of turbulent boundary layers : a futuristic overview.* AIAA journal, vol. 32, n° 9, 1994.

**[22]** NAGAYAMA (T.) et al. – *The performance of two-dimensional transonic turbine cascades.* Mitsubishi Juko Giho, vol. *19*, n° 2,1982.

**[23]** ZARIANKIN (A.) et GARDZILEWICZ (A.). – *Loss reduction possibilities for turbine stages with short blades.* 2$^{nd}$ European Conference on Turbomachinery, fluid dynamics and thermodynamics, Anvers, 1997.

**[24]** VINCENT DE PAUL (M.). – *La recherche industrielle dans le domaine de l'aérodynamique des turbines à vapeur.* Revue française de Mécanique n° 1988-4.

**[25]** WALSH (J.A.) et GREGORY-SMITH (O.G.). – *Inlet skew and the growth of secondary losses and vorticity in a turbine cascade.* Journal of turbomachinery, vol. *112*, 1990.

**[26]** PERDICHIZZI (A.). – *Mach number effects on secondary flow development downstream of a turbine cascade.* Journal of turbomachinery, vol. *112,* 1990.

**[27]** BINDON (J.P.). – *The measurement of tip clearance flow structure on the end wall and within the clearance gap of an axial turbine cascade.* I. Mech. E. paper C273/87, 1987.

**[28]** HEYES (F.J.G.), HODSON (H.P.) et DAILEY (G.M.). – *The effect of blade tip geometry on the tip leakage flow in axial turbine cascades.* Journal of turbomachinery, vol. *114*, 1992.

**[29]** BOULBIN (F.). – *Étude de l'injection partielle dans les turbines.* Thèse de doctorat – École centrale de Nantes, 1993.

**[30]** HALLER (B.R.). – *Full 3D turbine blade design.* VKI Lecture series on « secondary and tip clearance flows in axial turbines », 1997.

**[31]** HARRISON (S.). – *The influence of blade lean on turbine losses.* ASME 90 GT 55. Bruxelles, 1990.

**[32]** SAUER (H.) et WOLF (H.). – *Influencing the secondary flow in turbine cascades by the modification of the blade leading edge.* 2$^{nd}$ European Conference on Turbomachinery, fluid dynamics and thermodynamics. Anvers, 1997.

**[33]** DENTON (J.D.) et al. – *The three-dimensional design of low aspect ratio 50 % reaction turbines.* I. Mech E S461/008, 1996.

**[34]** SCHERBAKOV (A.P.), TISCHENKO (A.A.) et DÖHLER (S.W.). – *The loss behaviour of transonic flow in nozzle cascades under the influence of unsteady effects.* 2$^{nd}$ European Conference on Turbomachinery, fluid dynamics and thermodynamics. Anvers, 1997.

**[35]** HUBER (F.W.) et al. – *Performance improvement through indexing of turbine airfoils.* Journal of Turbomachinery, vol. *118*, 1996.

**[36]** COLLIGNAN (B.) et LAALI (A.R.). – *Contribution à l'étude de la condensation instationnaire en écoulement transsonique.* Note interne de la direction des études et recherches d'EDF n° 95NB000 16, 1995.

**[37]** GUIGNARD (S.). – *Séparateurs surchauffeurs pour turbines nucléaires.* Revue générale de Thermique n° 298, 1986.

**[38]** CERDAN (J.P.) et TALLEU (P.). – *The high velocity separators - Multiphase flow and heat tranfer III.* Part A - Elsevier, Amsterdam, 1984.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique



POUR EN SAVOIR PLUS